

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh konstrukce sedadla pro vagóny osobní přepravy

Design of the Seat for Carriages

Student:

Bc. Petr Balhar

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava: 23. května 2011

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Petr Balhar

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Návrh konstrukce sedadla pro vagóny osobní přepravy

Design of the Seat for Carriages

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši konstrukčního řešení sedadel osobní přepravy. Soustřeďte se zejména na bezpečnost sedadel z hlediska Crash testů. Při rešerši a následných konstrukčních návrzích spolupracujte jak s vedoucím diplomové práce, tak se zadavatelem - firmou BorCAD cz, s.r.o. Fryčovice.
2. Navrhněte variantně vhodné řešení nosného rámu sedadla s cílem minimalizace hmotnosti, optimalizace výrobních nákladů a dostatečné tuhosti a pevnosti při splnění podmínek Crash testů. Parametry ověřte modelováním v MKP.
3. Zhotovte výrobní dokumentaci nosného rámu a jeho prvků.
4. Bude-li to technicky možné, proveďte ověření výpočtových pevnostních a tuhostních předpokladů měřeními reálných vzorků (či kompletů) rámu, které zhotoví zadavatel.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. Brno: VUT Brno, 1987.

BOLEK, A. a kol. *Části strojů - svazek I*. Praha: SNTL, 1990.

NĚMEC, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996.

FARANA, R. aj. *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004.

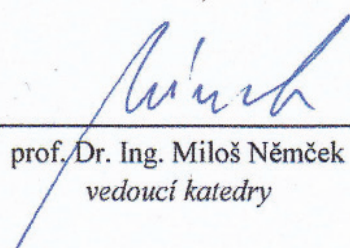
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

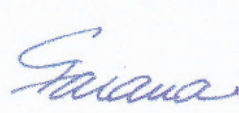
Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě :.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....
podpis

Adresa trvalého pobytu studenta:

Velké Dolinky 59/3, Kravaře, 747 21

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Balhar, P. Návrh konstrukce sedadla pro vagóny osobní přepravy. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní VŠB – Technická Univerzita Ostrava, 2011, 67 s., Diplomová práce, vedoucí: Folta, Z.

Ve své diplomové práci jsem se zabýval modifikací rámu vlakové sedadla firmy BORCAD cz, s.r.o. Jednalo se o konstrukci nového typu profilu, který umožní odlehčení stávajícího rámu a zároveň omezí převážně používanou technologii spojování částí rámu svary. Principem profilu je zacvaknutí dílů do sebe takovým způsobem, že při použití výplňových materiálů není možno tento profil znovu rozebrat. Zaměřil jsem se rovněž na výplňové materiály, jejich druhy, možnosti použití a hlavně mechanické vlastnosti. Součástí diplomové práce je také měření běžně dostupných výplňových materiálů, ověřovací výpočet sestavení profilů, statický výpočet vycházející ze zpráv o měření zatížení sedadel VÚKV, dle normy UIC 566 a výroba prototypu. K diplomové práci je doložen sestavný výkres rámu, výrobní výkres vybrané součásti a protokoly dokládající měření výplňových materiálů.

ANNOTATION OF THESIS

Balhar, P. Design of the seat for Carriages. Ostrava: Department of Machine parts and Mechanisms – 347, Faculty of Mechanical Engineering VSB – Technical University of Ostrava, 2011, 67p., Thesis, leader: Folta, Z.

In this thesis I dealt with modifications of the seat frame of rail company BORCAD GB Ltd. Here is the construction of a new type of profile discussed, which will enable relieving the current frame and at the same time will limit largely used technology jointing parts of frame welds. The principle of the profile is to click parts into each other in such a way that while using filling materials, it isn't possible to take this profile to parts again. I also focused on filling materials, their types, possibilities of use and especially their mechanical properties. Part of this diploma work is also measuring common available filling materials, verifying of calculation of profiles preparation, static calculation based on reports of measurements of the seats load VÚKV according to standards UIC 566 and prototyping. To this thesis is enclosed modular frame drawing, production drawing of selected component and reports documenting the measurement of filling materials.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ	8
1 ÚVOD	9
1.1 Historie a současnost rámců sedadel	9
1.2 Cíle diplomové práce	13
2 VÝVOJ PROFILU	14
2.1 Modelování profilů	15
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH RÁMU	17
3.1 Profil typu I	20
3.2 Profil typu II	25
3.3 Profil typu III	27
4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU SEDADLA	29
4.1 Zatížení opěradla zad vodorovně	29
4.2 Zatížení područky svisle dolů	41
4.3 Zatížení sedáku svisle nahoru a dolů	47
5 VÝPLŇOVÝ MATERIÁL	52
5.1 Charakteristiky uvažovaných výplní	52
5.2 Zkouška výplní	58
6 ZÁVĚR	63
7 POUŽITÁ LITERATURA	65
8 SEZNAM PŘÍLOH	67

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

$a, b,$	Rozměr dle obrázku	[mm]
e, f	Vzdálenost mezi středovým a krajním vláknem	[mm]
g, h, i, j	Rozměr dle obrázku	[mm]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
s	Rozměr dle obrázku	[mm]
t	Tloušťka materiálu	[mm]
F	Obecná síla	[N]
L, M, N, O, P, Q	Rozměr dle obrázku	[mm]
R	Reakční síla	[N]
T	Středové vlákno	[-]
U, V, W	Rozměr dle obrázku	[mm]
J_x	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
M_o	Ohybový moment	[Nm, Nmm]
R_e	Mez kluzu materiálu v tahu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
W_o	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
σ	Normální napětí	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]

1 ÚVOD

V diplomové práci bylo mou snahou modifikovat rám sedadla firmy BORCAD cz, s.r.o. pro regionální vlakovou dopravu tak, aby byla snížena jeho hmotnost a omezena nynější technologie spojování plechů svary. Z tohoto důvodu bylo mým úkolem vymyslet nový profil, vyrobený z vysoce pevnostních plechů, který je vyplněn expanzivní pěnou pro zvýšení tuhosti. Následně byl tento profil prověřen pevnostními výpočty pomocí metody konečných prvků a dále použit při návrhu rámu sedadla. Samotný rám byl kontrolován v kritických průřezích na ohyb dle interních zkoušek specifikovaných ve zprávách společnosti VÚKV a.s. dodaných firmě BORCAD cz. Během tohoto teoretického výpočtu byl vyroben prototyp části rámu, na kterém budou dále odstraněny případné technologické nedostatky a pokud vše proběhne v pořádku, bude možno v budoucnu vyrobit kompletní prototyp rámu celého sedadla.

1.1 Historie a současnost rámců sedadel

Při pohledu do historie vypadaly sedadla podstatně jinak, než sedadla současná. Je to především tím, že se lidé snaží čím dál víc věci kolem sebe vylepšovat, dělat je ekonomičtější, bezpečnější, pohodlnější a snaží se tak docílit jakési dokonalosti. To vše souvisí s vývojem nových materiálů, vývojových programů, výrobních strojů, technologií výroby apod. Srovnání minulosti a současnosti je zobrazeno na následujících obrázcích.



Obr. 1.1 Vůz typu 810 vyráběný v letech 1975-1984. [20]



Obr. 1.2 Sedadlo firmy BORCAD cz, s.r.o. pro regionální dopravu pro rok 2010. [21]

Z obrázků je patrné, kam vývoj sedadel dále směřuje. Sedadla, jež se používala ve vlacích regionální přepravy kdysi (obr. 1.1) se značně liší od sedadel, která se vyrábějí a montují dnes (obr. 1.2). Stará sedadla měla klasický svařovaný trubkový rám a příliš se neřešila jejich hmotnost, ergonomie, bezpečnost, ale spíše rychlá a jednoduchá výroba. Dnes se snažíme snižovat hmotnost sedadel hlavně proto, aby v konečném důsledku celá vlaková souprava dosáhla co nejnižší hmotnosti a tím snížila své provozní náklady, spotřebu energii a zvýšila svou dynamiku. Nižší hmotnost sedadla rovněž snižuje riziko vlastní destrukce při nárazu. Zaměřujeme se nejen na snižování hmotnosti, ale také na pohodlí, větší bezpečnost a praktičnost. Dnešní sedadla musí být prověřena různými zátěžovými testy, než dojde k jejich schválení pro vlakovou dopravu. Testy sedadel začínají statickými zkouškami, jimž samozřejmě předchází teoretický výpočet pomocí MKP a končí zkouškou životnosti. Pokud vše proběhne v pořádku, vyrobí se několik prototypů, které se dále testují „crash testem“, zkouškou hoření, apod. Prostřednictvím diplomové práce byl ve spolupráci s firmou BORCAD cz řešen konstrukční návrh rámu sedadla.

V současnosti je firma BORCAD cz předním výrobcem a dodavatelem medicínské techniky, sedadel a lehátek pro osobní vagóny. Portfolio jejich produktů pro kolejovou techniku se skládá z nabídky sedadel pro regionální dopravu, všechny třídy dálkové dopravy až po nejluxusnější třídu PREMIUM a vybavení vozů lůžkovými stěnami. [6]

Stávající varianty rámu vlakového sedadla ve firmě BORCAD cz, jak pro Evropu, tak pro Rusko jsou kompletně svařovány. Rámy sedadel pro Evropu jsou vyrobeny z ohýbaných vysoce pevnostních plechů tloušťky 1 mm, jak je možno vidět na obr. 1.3, zatímco rámy například pro Rusko jsou svařovány z obdélníkových profilů vyrobených z běžné konstrukční oceli třídy 11 (obrázky 1.4). [6]



Obr. 1.3 Rám sedadla pro Evropu.



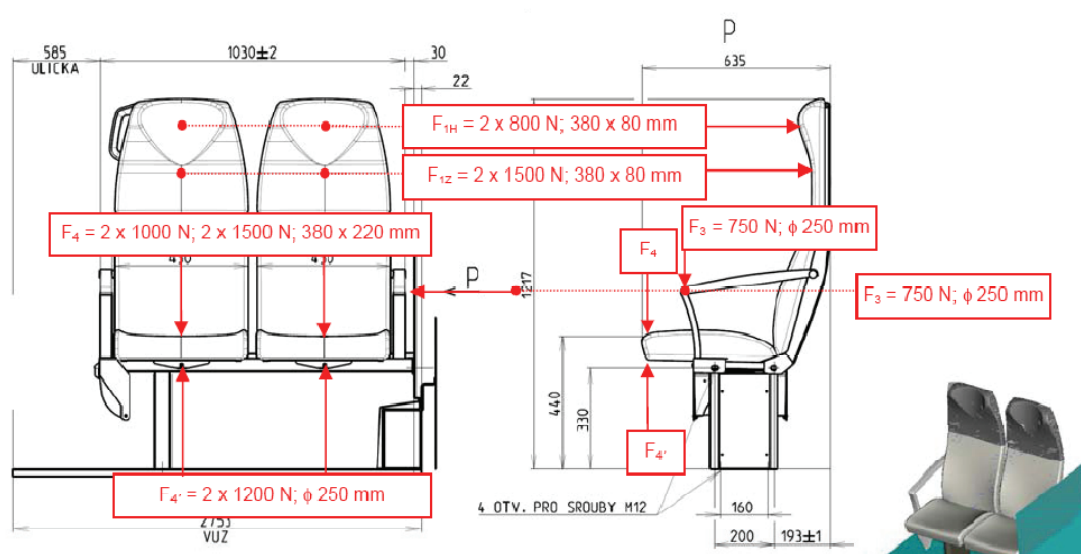
Obr. 1.4 Rám sedadla pro Rusko.

Sedadla jsou kontrolována podle příslušných platných norem zemí, do nichž budou expedována. V těchto normách je předepsáno, jakým silám v jakých místech musí sedadla odolat, aniž by došlo k jejich porušení nebo plastické deformaci. Testování se provádí na kompletně čalouněných sedadlech se všemi náležitostmi. Někteří zákazníci vyžadují testování sedadel na vyšší zatížení, než předepisují příslušné normy, případně požadují další typy testů. Na obr. 1.5 je zobrazena metodika zatížení používaná firmou VÚKV a.s., vycházející z požadavků normy UIC 566 a je navíc doplněna dle přání zákazníka silou 800 N v místě hlavové opěrky. [6 - 9]

Mimo statické a cyklické testy sedadel je prováděna jejich kontrola i pomocí „crash testů“ při zrychlení 6 – 8G (obrázky 1.6). Cílem tohoto testu je zjistit možné poranění člověka a chování sedadel vystavených kontaktu s ním i bez něj [6]. Při nárazu člověka do sedadla dochází nejčastěji k poranění v oblasti kolen a hlavy, proto se tyto partie podrobněji sledují. V průběhu nárazu nesmí dojít k oddělení jakéhokoliv komponentu

sedadla, neboť by tak mohl způsobit poranění cestujících. Následně po nárazu je kontrolován zbylý prostor pro cestujícího mezi sedadly, ten musí být dostatečný, pro bezproblémové opuštění sedacího místa.

Posledním avšak neméně důležitým kritériem je zkouška hoření sedadel (obr. 1.7). Sedadlo musí být vyrobeno z materiálů, které při vzniku požáru na sedací ploše tento požár nepodporují a zabrání jeho dalšímu šíření. Zkouška se provádí při pokojové teplotě ($23^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$), kdy je na sedadlo a pod něj umístěno 100 g papíru, ten je následně zapálen a měří se čas hoření a velikost poškození sedadla. Celá zkouška by měla trvat do deseti minut a nesmí při ní dojít k tečení materiálů sedadla. [10]



Obr. 1.5 Schéma zatížení sedadel zpracované firmou BORCAD cz dle normy UIC 566. [6]



Obr. 1.6 Crash test (vlevo). [6]



Obr. 1.7 Zkouška hoření sedadel. [10]

1.2 Cíle diplomové práce

Pro řešení mé diplomové práce jsem si po konzultaci s vedoucím práce a s konzultantem z firmy BORCAD cz stanovil následující cíle:

- Navrhnout konstrukci rámu sedadla, která by byla lehčí než stávající a odstranila by (nebo snížila) potřebu svařování.
- Navrhnout nový typ profilu pro výrobu rámu s použitím výplňových materiálů.
- Nahradit stávající rám sedadla novým rámem za použití nového profilu.
- Ověřit smontovatelnost dílů rámu a provést případné konstrukční úpravy.
- Statická kontrola navrženého rámu.
- Ověřit tuhost dostupných výplňových materiálů a možnost jejich aplikace v rámu.
- Vyrobit prototyp.

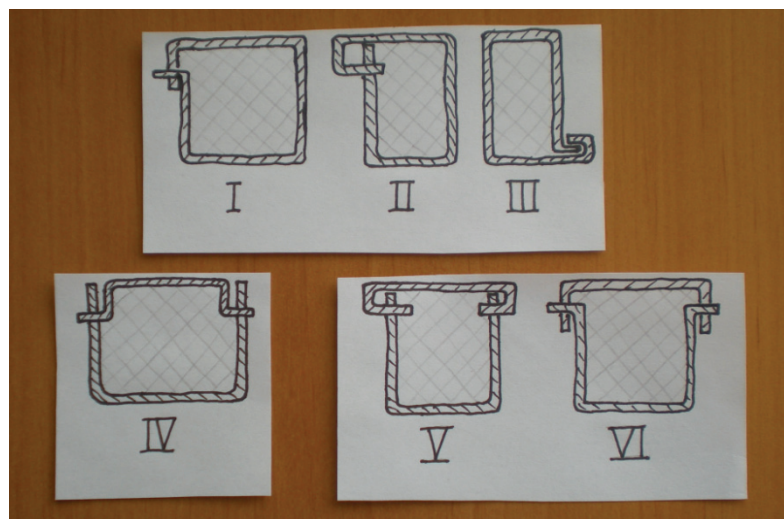
Cílem diplomové práce bylo navrhnout rám sedadla z nově vyvinutého typu profilu tak, aby splňoval veškeré předem stanové parametry firmy BORCAD cz a vyrobit jeho prototyp dle mnou zpracované výkresové dokumentace. Na tomto prototypu by se prověřilo jeho sestavení a aplikace několika typů výplňových materiálů.

2 VÝVOJ PROFILU

V první fázi vývoje bylo mým cílem navrhnout možné varianty profilů z plechu, které:

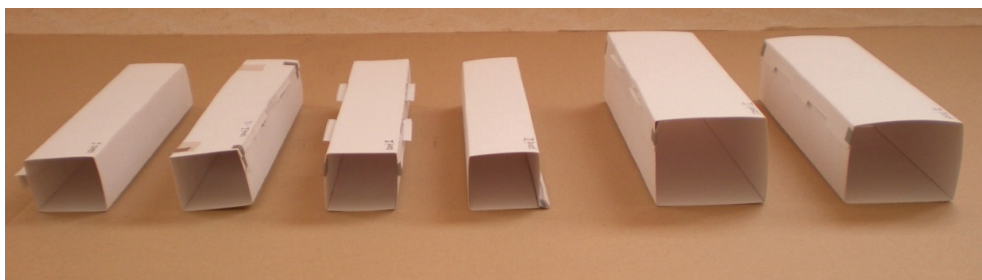
- musí být snadno výrobitelné,
- jejich uzavření by bylo pojištěno zámkem,
- měly by být vyrobeny z plechu tenčího než je jeden milimetr.

Omezujícím faktorem byly výrobní stroje schopné vyrobit požadované profily. Proto jsem navrhl dva typy řešení, které jsem dále rozvíjel. Prvním typem je profil vyrobený z jednoho kusu (varianty I, II, III na obr. 2.1), druhým typem je, profil vyrobený ze dvou kusů (varianty IV, V, VI na obr. 2.1).



Obr. 2.1 Náčrtky profilů.

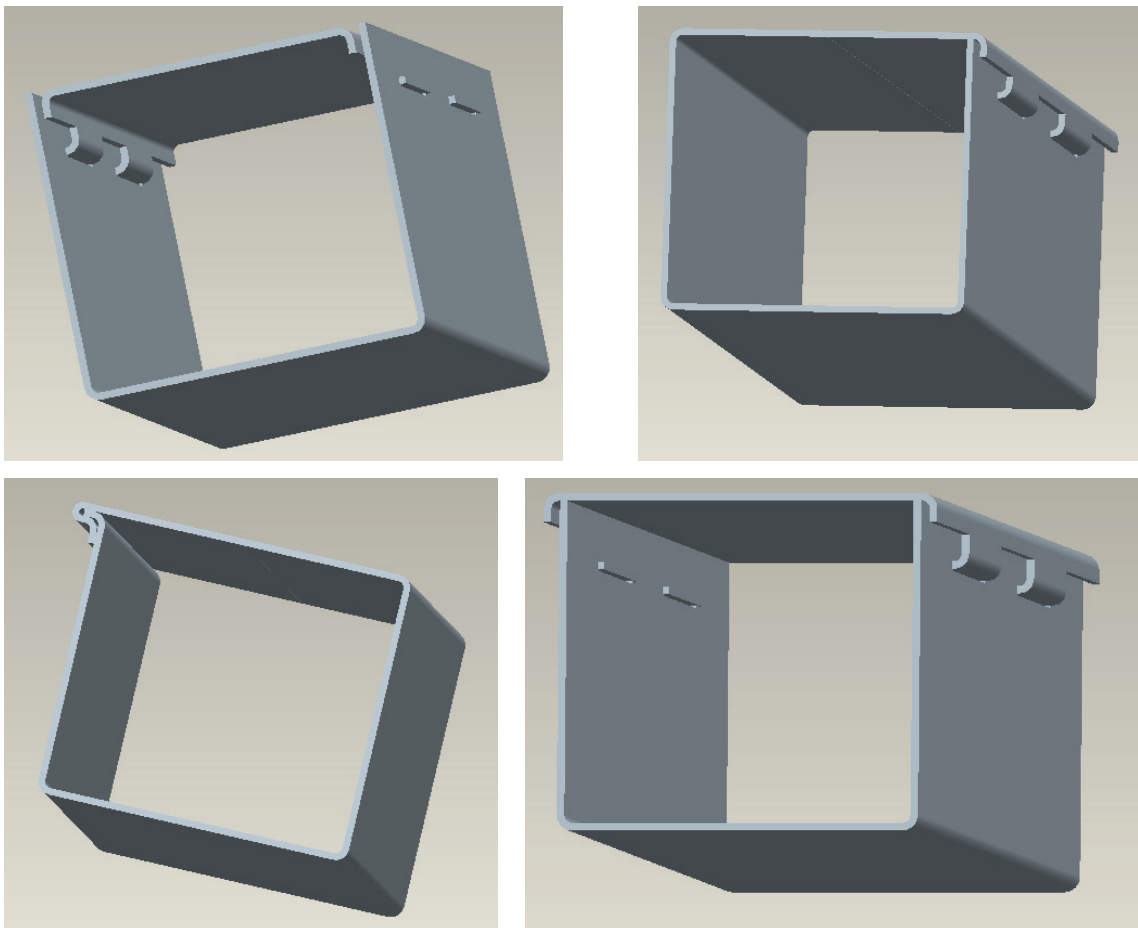
Pro názornější představu při prezentaci ve firmě BORCAD cz jsem uvedené varianty převedl do podoby papírových modelů (obr. 2.2). Takto namodelované profily jsem konzultoval s konstruktéry a technologi firmy BORCAD cz, zejména z hlediska výrobitelnosti a volby vhodného typu. Po této konzultaci jsem přikročil k namodelování některých profilů do 3D modelů v systému ProEngineer [24] a ke zkoušení těchto profilů pomocí metody konečných prvků na ohyb, krut a tlak (obr. 2.3).



Obr. 2.2 Modely profilů vyrobeny z papíru.

2.1 Modelování profilů

K namodelování součástí z plechu jsem použil program ProEngineer [24]. V této fázi jsem modeloval chování vzorků při zatížení tlakem bez použití výplňových materiálů (obr. 2.3).

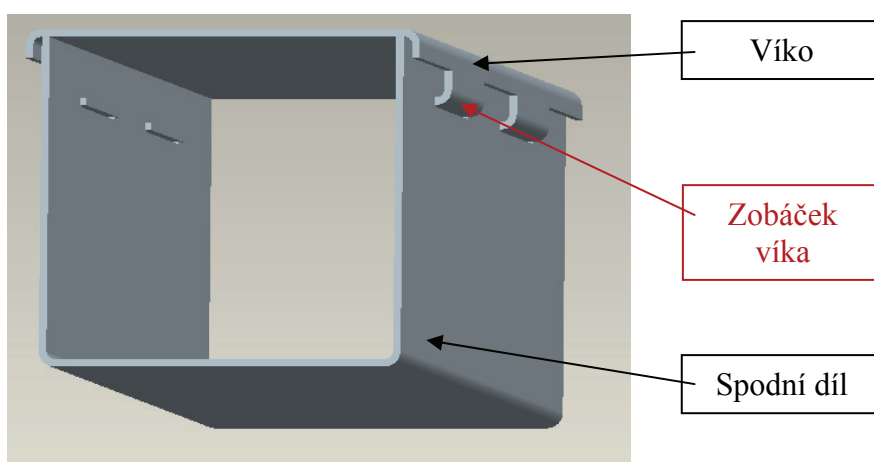


Obr. 2.3 Namodelované varianty profilů v softwaru ProEngineer. [24]

Tato modelace byla úvodní a obsahovala řadu zjednodušení, jako nezahrnutí vůle v zámcích, jejich dosednutí a hlavně výplňový materiál, který má na průběh chování značný vliv. Problém byl se simulováním výplňového materiálu, neboť nebylo jasné:

- jaký materiál použít,
- jaké má přesné vlastnosti,
- jak a kde bude umístěn (zda bude vyplněn celý objem nebo jen prostor kolem zámků).

Proto jsem se rozhodl, po konzultaci s vedoucím práce, ukončit modelování vzorků profilů se simulací zatížení (ohyb, krut, tlak). Po ukončení modelování vzorků jsem se rozhodl pro konstrukční návrh celého rámu sedadla, při němž jsem po konzultaci ve firmě BORCAD cz použil navržený dvoudílný profil (obr. 2.4), jako nejvhodnější z navržených několika typů variant. Současně jsem se zaměřil i na získávání informací o výplňových materiálech, jejich mechanických vlastnostech a možnostech použití.

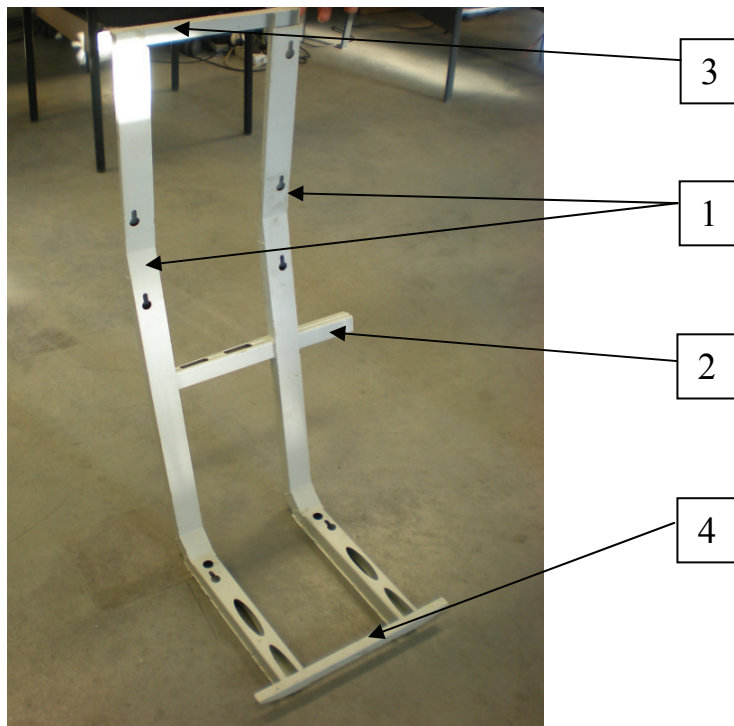


Obr. 2.4 Výsledná zvolená varianta profilu.

Tento postup nám připadal vhodnější, neboť by byla případná počítačová simulace zatížena velkou nepřesností danou okrajovými podmínkami. Následovalo přesné stanovení rozměrů profilu a konstrukční návrh rámu sedadla, na němž se ověřila samotná aplikace tohoto vybraného profilu, jeho vyrobiteľnost a funkčnost.

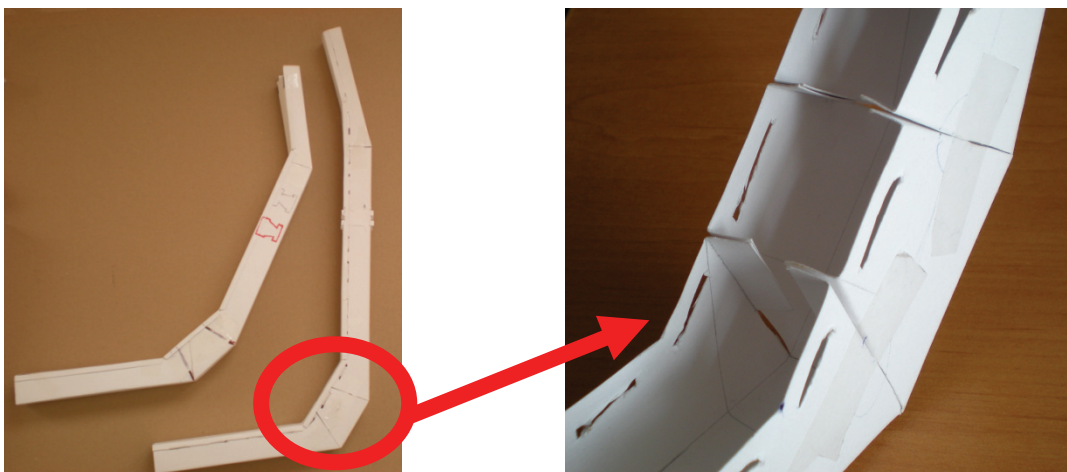
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH RÁMU

Na obr. 3.1 je uveden základní rám sedadla, který je složen z několika typů profilů. Jedná se především o zádové profily (1), rám pro uchycení područky (2), horní propojení (3), dolní propojení (4).



Obr. 3.1 Svařovaný rám sedadla firmy BORCAD cz.

Nejprve jsem se zabýval nejnáročnější částí návrhu, což byla konstrukce zádových profilů. Pro mou lepší prostorovou představu a zároveň z důvodu ověření realizovatelnosti jsem se rozhodl vyrobít několik modelů z papíru. U zádového profilu jsem se podrobně zabýval zejména problémem s využitím nadbytečného materiálu, který se hromadí v místech zalomení profilu rámu (viz obr. 3.2 vlevo) Tento materiál nebyl z větší části odstraněn, ale zahnut do vnitřní části profilu a využit pro tvorbu větších kontaktních ploch styků stěn v místech ohybů (obr. 3.2 vpravo).



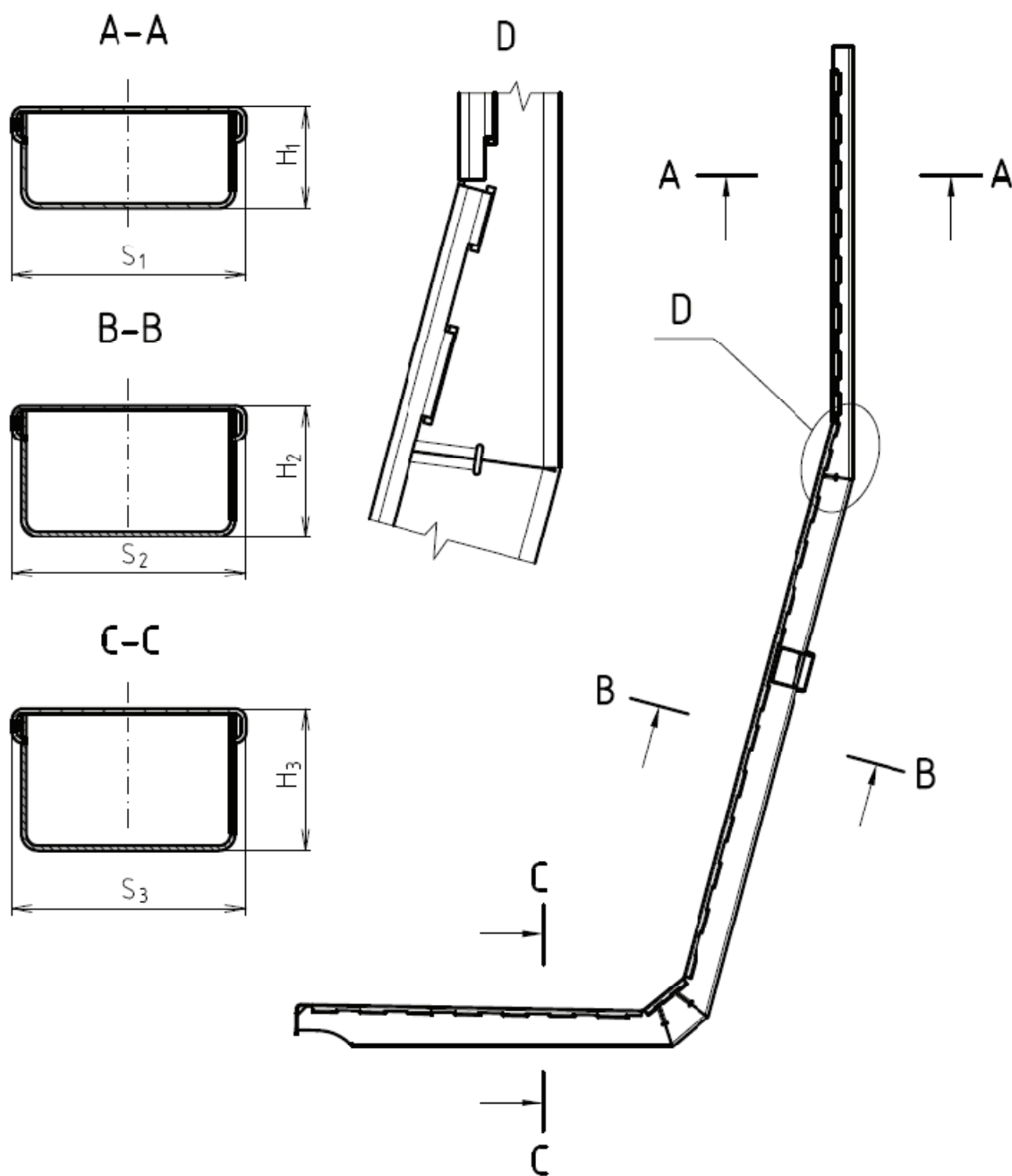
Obr. 3.2 Model zádového rámu (vlevo) a využití přebytečného materiálu (vpravo).

Dalším typem modelů jsem řešil spojení zádových profilů s rámem pro uchycení područky, aniž by bylo tyto profily nutno svařovat (obr. 3.3).



Obr. 3.3 Modelování spoje profilů.

Po konzultaci namodelovaných profilů ve firmě BORCAD cz následovala tvorba výkresové dokumentace prvního prototypu. Z důvodu zachování správných rozměrů jsem obdržel model stávajícího rámu, ze kterého jsem čerpal informace o rozměrech. Jediným proměnným rozměrem byla šířka profilů (rozměry S_1 až S_3 na obr. 3.4), výška profilů musela být ve všech průřezích zachována stejná jako u současně používaného rámu sedadla z důvodu použitých kapotáží (rozměr H_1 až H_3 na obr. 3.4).



Obr. 3.4 Zobrazení průřezu profilu (A - A, B - B, C - C) a kritického místa pro sestavení D.

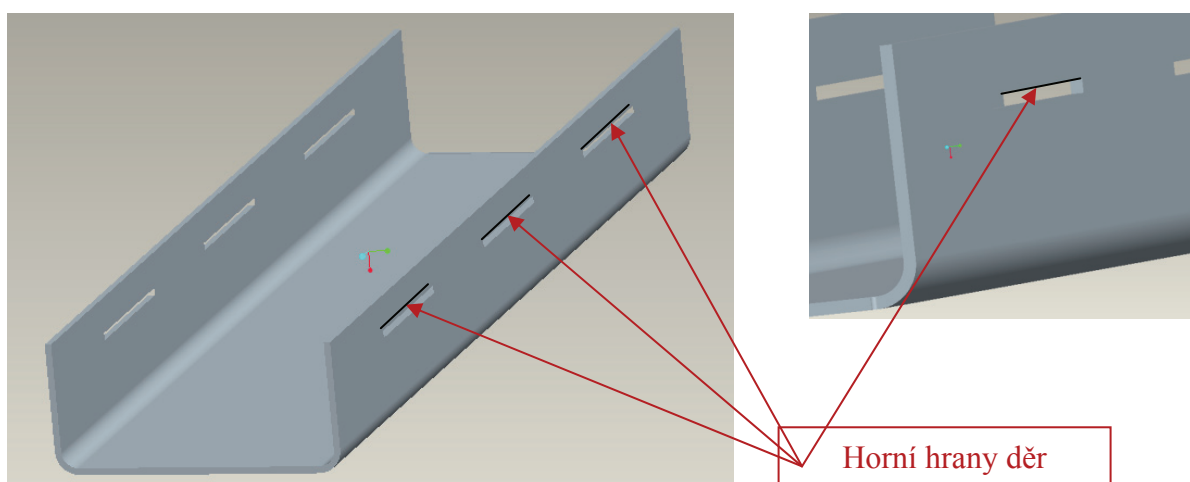
[25]

Nejdůležitější součástí tohoto konstrukčního návrhu bylo zjištění správné velikosti „zobáčků“ víka vybraného dvoudílného profilu, neboť při sestavování víka a spodního dílu nesmí dojít k trvalým deformacím. Při konstrukci profilu dle obr. 3.4 se ukázalo, že kritickým místem z hlediska sestavení profilu je místo D. Kritickým bylo toto místo z hlediska nutnosti použít maximální deformaci při montáži blízko meze kluzu. Bylo proto nutné ověřit sestavení profilu v tomto kritickém místě pomocí MKP.

3.1 Profil typu I

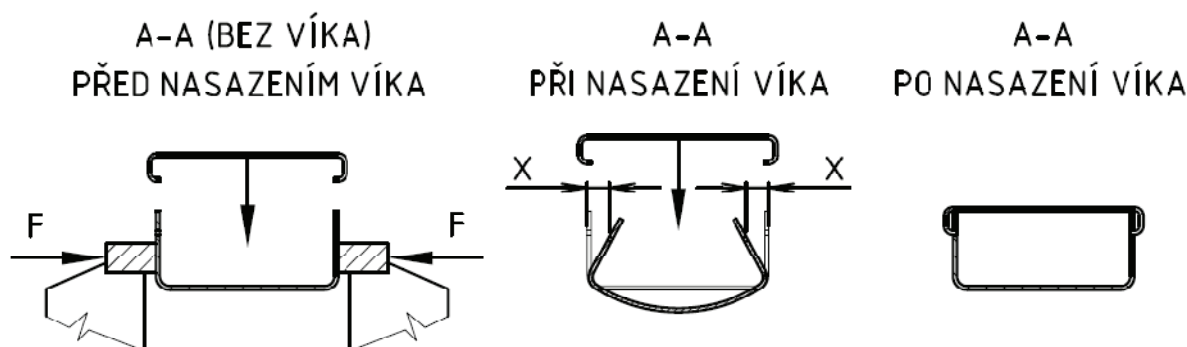
Navrhl jsem průřez profilu pro kritické místo D ve tvaru podle obr. 3.4. Průřez profilu v tomto místě je proměnný, proto jsem ve výpočtu uvažoval s nejmenším průřezem profilu A – A.

Výpočtem jsem simuloval maximální stlačení zjednodušeného spodního dílu profilu (obr. 3.5), kterého je nutné dosáhnout, aby mohl být spodní díl vložen do víka. Velikost stlačení spodního dílu je závislá na velikosti zobáčků víka a je omezena požadavkem na pružnou deformaci (tedy namáhání do meze kluzu materiálu). Hlavním cílem tohoto výpočtu bylo stanovit velikost zobáčků tak, aby při montáži víka na spodní díl (kdy dochází k roztažení víka a stlačení dolního dílu), nedošlo k překročení meze kluzu.



Obr. 3.5 Zjednodušený výpočtový model spodní části profilu se zvýrazněním hran děr.

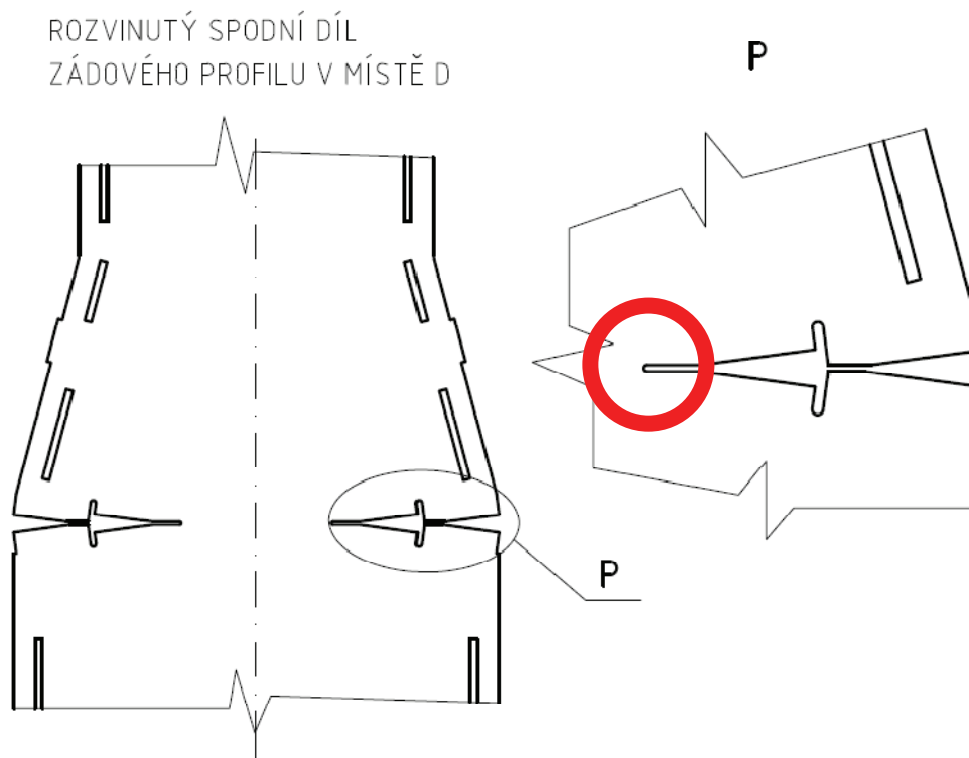
Sevření spodního dílu profilu jsem provedl pomocí čelistí v nejmenším průřezu (obr. 3.6 vycházející z obr. 3.4) těsně pod dírami pro zobáčky víka. Zde je sestavení nejtěžší, neboť má profil nejnižší výšku H_1 a je zalomen na výšku H_2 (šířku S_2).



Obr. 3.6 Schéma stlačení spodní části profilu a následně vsunutí do víka. [25]

Konstrukční řešení zalomení spodních dílů zádočných profilů

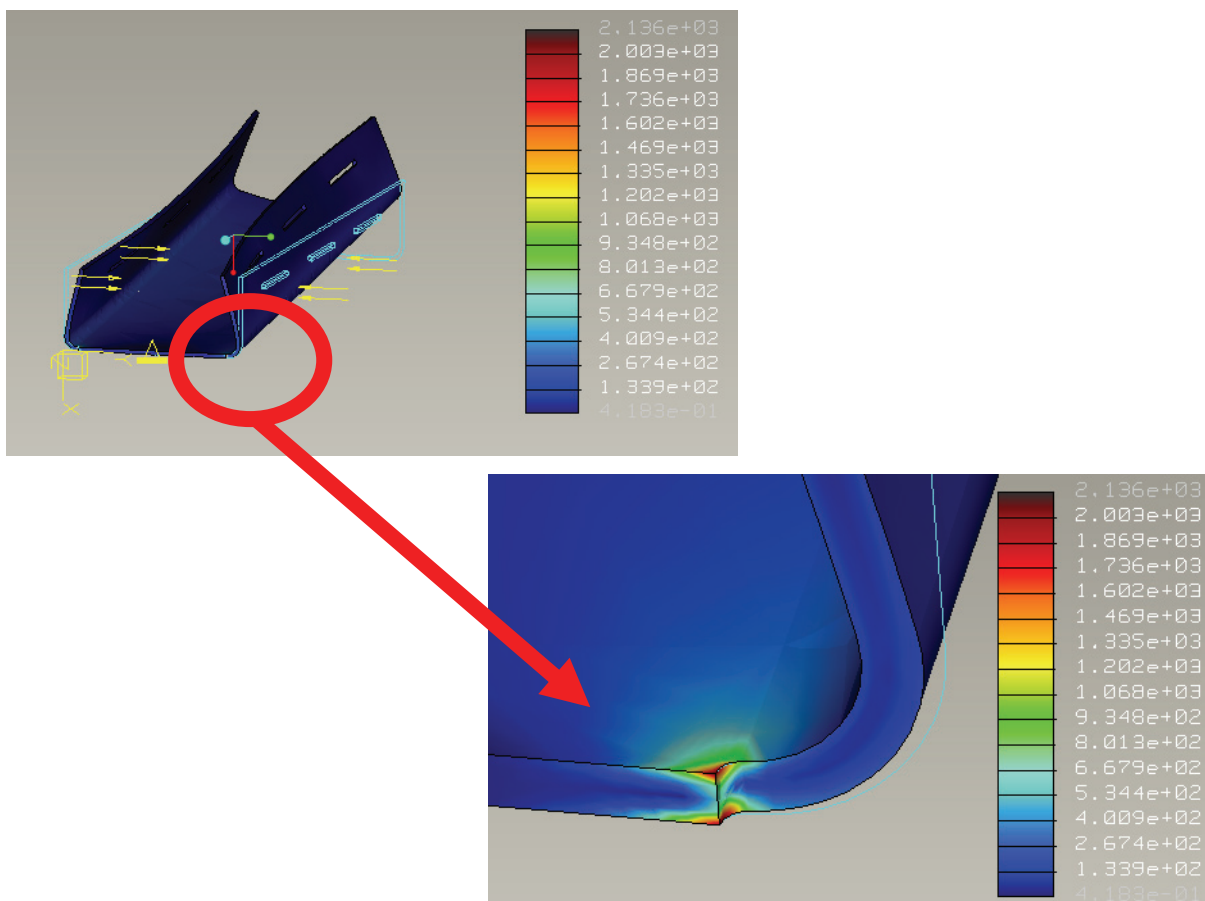
Při prvotním návrhu všech zalomení na spodních dílech zádočných profilů jsem nejprve řešil vhodné odebrání materiálu, který bránil při ohýbání. Toto odebrání materiálu jsem přizpůsobil velikosti zalomení profilů (obr. 3.7).



Obr. 3.7 Rozvinutý spodní díl zádového profilu v místě D s detailním zobrazením tvaru vybrání a jeho zakončení (v kroužku).

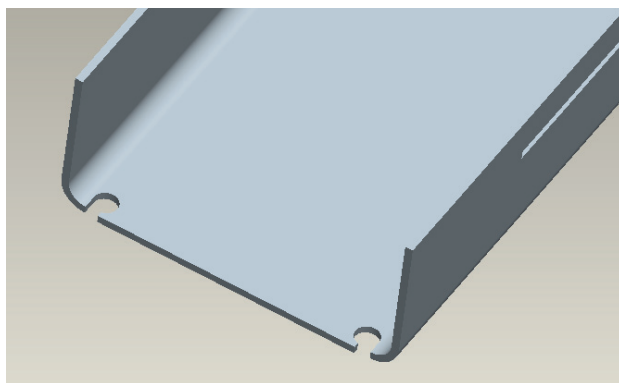
Výpočet napětí při stlačení zjednodušeného spodního dílu profilu typu I

Následující obr. 3.8 zobrazuje výsledek výpočtu napětí při zatížení spodní části profilu zvolenou silou $F = 650 \text{ N}$ z obou stran (obr. 3.8 dle schématu na obr. 3.6). Stanovení napjatosti jsem provedl v softwaru ProEngineer [24].



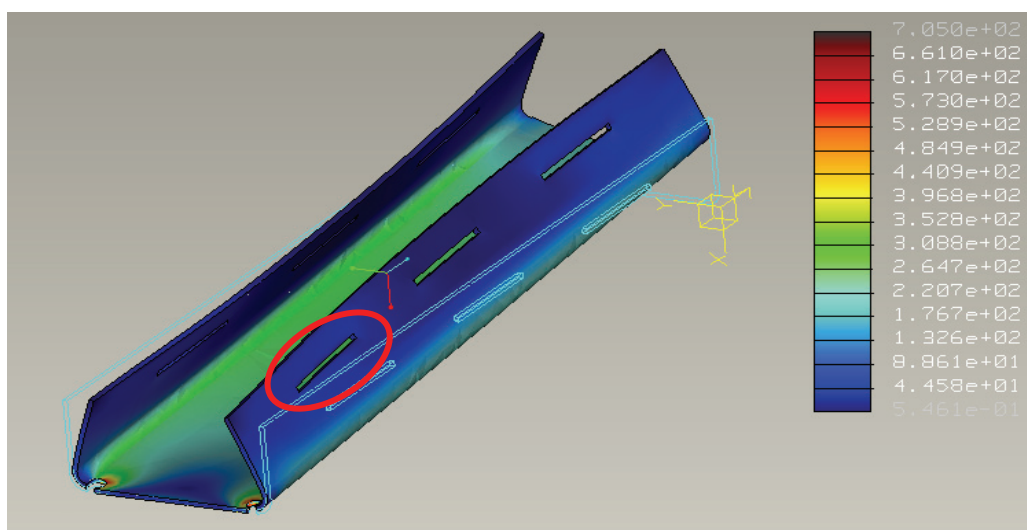
Obr. 3.8 Výsledek výpočtu provedeného v softwaru ProEngineer představující průběh napětí při deformaci dílu při montáži víka.

Z výpočtu vyplynulo, že redukované napětí v místě zaobleného přechodu (detail na obr. 3.8) bylo $\sigma = 2136$ MPa a to při posunutí hrany o hodnotu $X = 0,5$ mm (obr. 3.6) což je velmi vysoké. Přesto, že se jednalo o singularitu v hranách modelu, hodnoty jsou vysoké i v místech zaoblení (800 – 1400 MPa), kde se dá předpokládat správný výsledek simulace (obr. 3.8). Proto jsem se rozhodl nalézt takový typ tvarování kritického místa, který by snížil napětí na přijatelnou mez. Toho jsem dosáhl odlehčovacím konstrukčním vrubem (obr. 3.9), pomocí něhož jsem při stejném zatížení dosáhl snížení napětí. Výpočet představuje obr. 3.10.

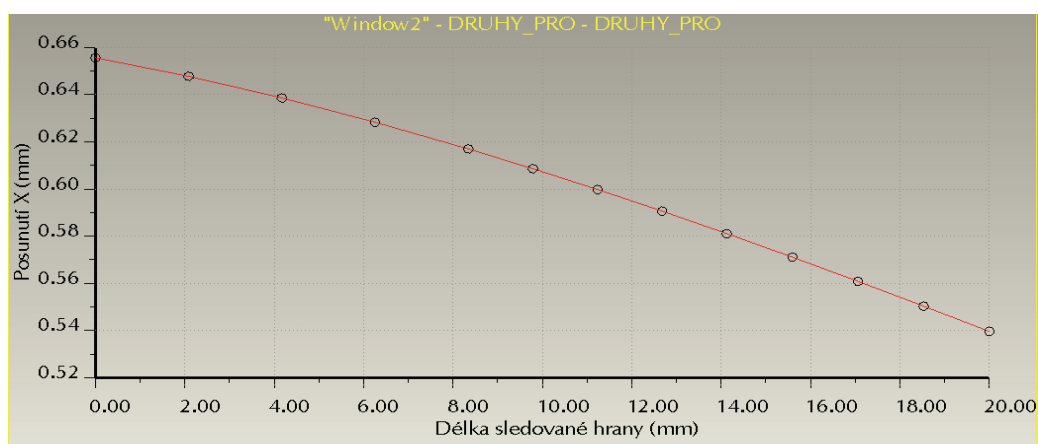


Obr. 3.9 Upravený profil s odlehčovacím konstrukčním vrubem.

Pro tuto modelaci jsem zvýšil deformaci v místě sledované díry pro zobáček (viz. obr. 3.10) na hodnotu $X_I = 0,54 - 0,65$ mm (začátek a konec díry obr. 3.10). Maximální napětí pro tuto variantu bylo o více než polovinu nižší ($\sigma = 705$ MPa) než u původní varianty.



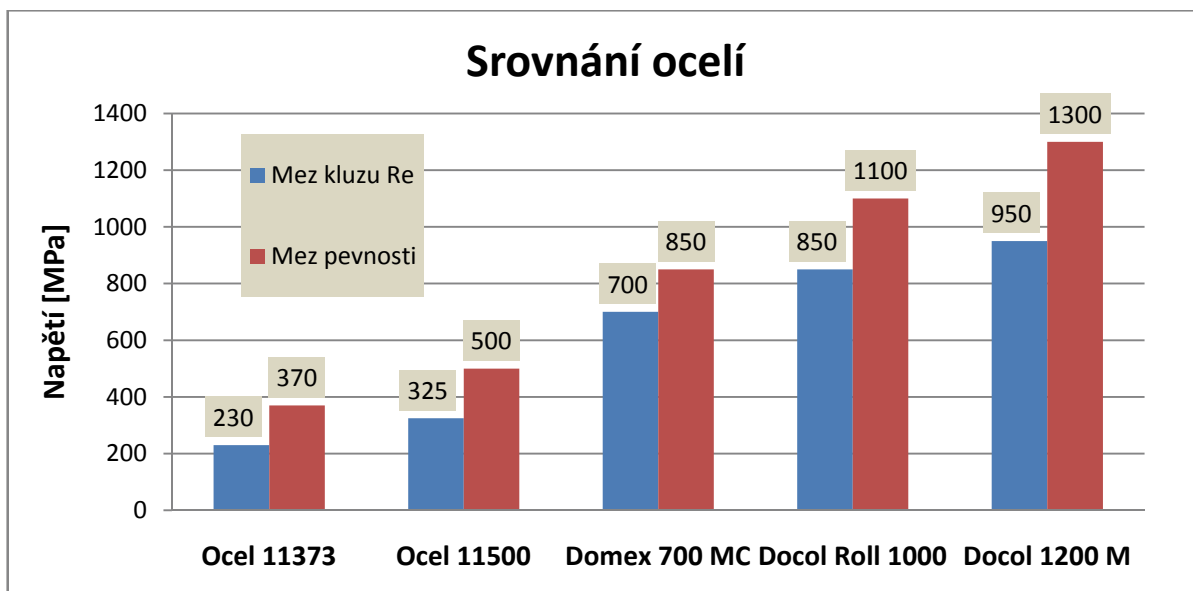
Obr. 3.10 Výsledky upraveného profilu s označením sledované díry pro zobáček víka.



Obr. 3.11 Graf posuvu horní hrany díry o hodnotu X .

Jak mé vlastní výpočty, tak informace z firmy BORCAD cz dávají celkovou informaci, že pro konstrukci musím použít vysoce pevnostní plechy, neboť rám je značně zatížený a běžně dostupné oceli tomuto zatížení neodolávají. Vysoce pevnostními materiály mám na mysli materiály s minimální mezí kluzu 700 MPa. Jak jsem již zmínil v úvodní části diplomové práce, firma BORCAD cz nyní používá pro konstrukci lehkého rámu sedadla vysoce pevnostní plech tloušťky 1 milimetr, jehož chemické složení a mechanické vlastnosti umožňují svařitelnost a vysoké zatížení v kritických místech sedadla. Mým cílem bylo použít plech tloušťky 0,8 milimetru s tím, že rám by byl jen minimálně svařován. Vyhnout se svařování zejména v kritických místech je velmi důležité, zamezí se tak vzniku tepelně ovlivněných oblastí, které výrazně snižují mez únavy a kluzu materiálu.

Hlavním výrobcem a dodavatelem tenkých vysoce-pevnostních plechů u nás a ve světě je švédská firma SSAB Swedish Steel s.r.o. Firma SSAB Swedish Steel vyrábí několik typů těchto plechů, porovnání několika těchto typů materiálů s běžnými konstrukčními oceli třídy jedenáct je na obrázku 3.12. Jedná se o materiály s mezí kluzu od 700 MPa do 950 MPa s mezí pevnosti až 1300 MPa. Vyšší pevnost některých těchto plechů přináší významnou nevýhodu a to nutnost zachovat poměrně velké poloměry ohybů, přibližně trojnásobek tloušťky materiálu, zatímco u běžné konstrukční oceli se jedná o jednonásobek tloušťky materiálu.



Obr. 3.12 Srovnání typů ocelí. [14, 15]

Rám byl navržen z vysoce-pevnostního plechu Docol 1000 Roll [14]. Ten umožňuje z důvodu větší tažnosti snížit poloměr ohybů na jednonásobek tloušťky plechu a tím zmenšit rozměry celého profilu.

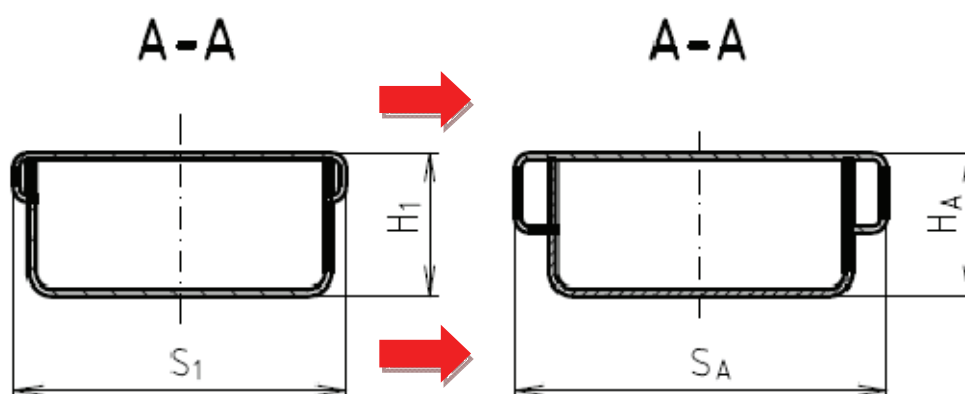
Mez kluzu plánovaného materiálu Docol 1000 Roll je $Re = 850$ MPa. Požadavek na bezpečnost byl $k \geq 1$. V daném případě:

$$k = \frac{Re}{\sigma} = \frac{850}{705} = \underline{\underline{1,2[-]}} \quad (3.1)$$

Což je hodnota vyhovující. Lineárním přepočtem je možno zjistit, že maximální možná deformací, při splnění požadavku $k \geq 1$ je možno dosáhnout deformace X_I až 0,8 mm.

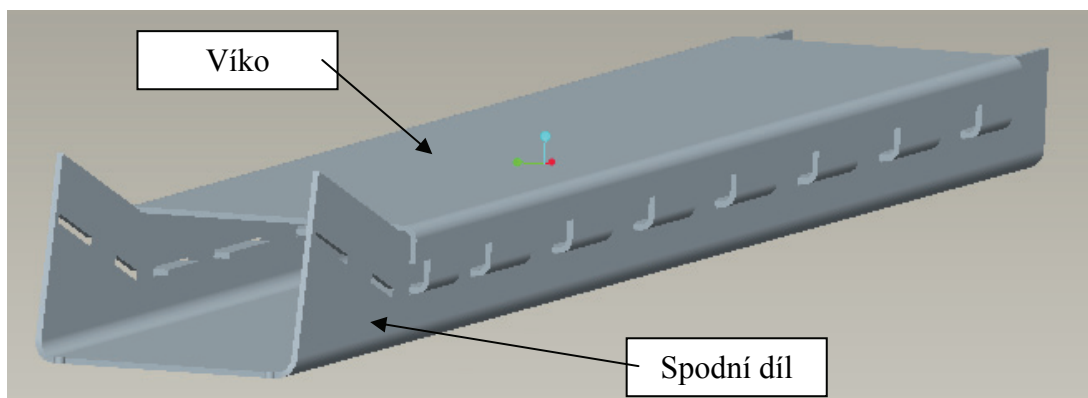
3.2 Profil typu II

Protože se nepodařilo najít technologii, kterou by se daly vyrobit tak malé ohyby na víku, musel jsem upravit profil do podoby dle obr. 3.13 na základě doporučení konstruktérů firmy BORCAD cz. Tato úprava obsahovala rozšíření víka (S_I na S_A) a především zvětšení zobáčků.



Obr. 3.13 Schéma úpravy průřezu profilu A-A s nejnižší výškou H_I ($H_I = H_A$).

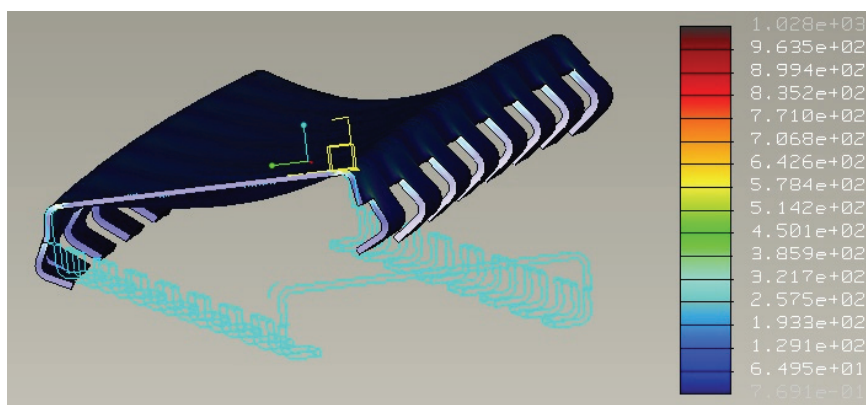
Tento nově vytvořený profil jsem opětovně podrobil výpočtu. Už však nebylo možné použít jen zjednodušený výpočtový model spodní části profilu, ale musel jsem namodelovat spodní část profilu a víko v místě, kde je nejmenší výška profilu H (obr. 3.14 vycházející z obr. 3.4, místo D a průřez A - A).



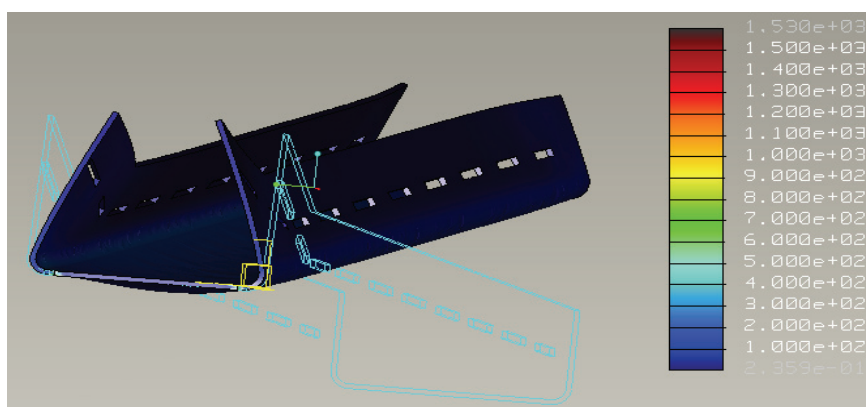
3.14 Model části zárovňovacího profilu bez konstrukčních úprav.

Na obou součástech jsem simuloval zatížení vyvozené jak stlačením (spodní díl), tak roztahením (víko). Nejprve jsem toto zatížení simuloval na profilech bez konstrukčních úprav (obr. 3.15, obr. 3.16), abych si potvrdil, že nejsou tyto úpravy zbytečné.

Výpočtem profilu typu II jsem zjistil maximální napětí při roztahení víka bez úprav 1028 MPa při roztahení o 0,2 mm na jedné straně (obr. 3.15). U spodní části dosáhlo napětí při sevření 1530 MPa (obdobně jako na obr. 3.6) $X_{II} = 0,4$ mm na jedné straně (obr. 3.16).



Obr. 3.15 Výpočet roztahení neupraveného víka profilu typu II.



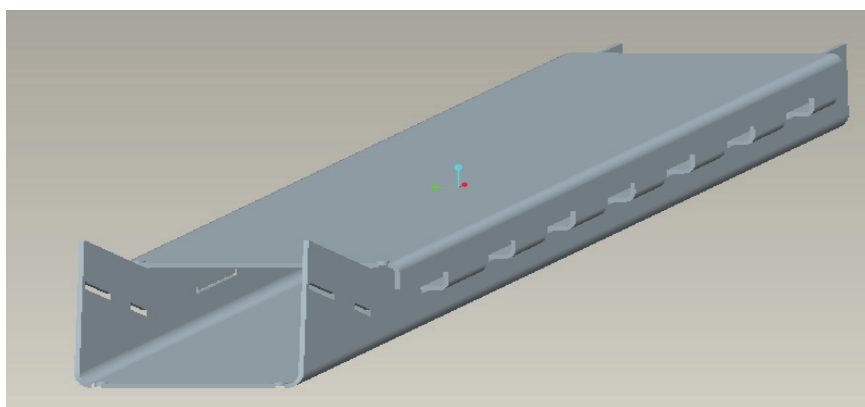
Obr. 3.16 Výpočet stisku spodní části neupraveného profilu typu II.

Tyto hodnoty jsou nepřijatelné a bylo proto nutno opět provést konstrukční úpravy podle profilu typu I. Výsledkem byla verze profilu s označením Profil typu III.

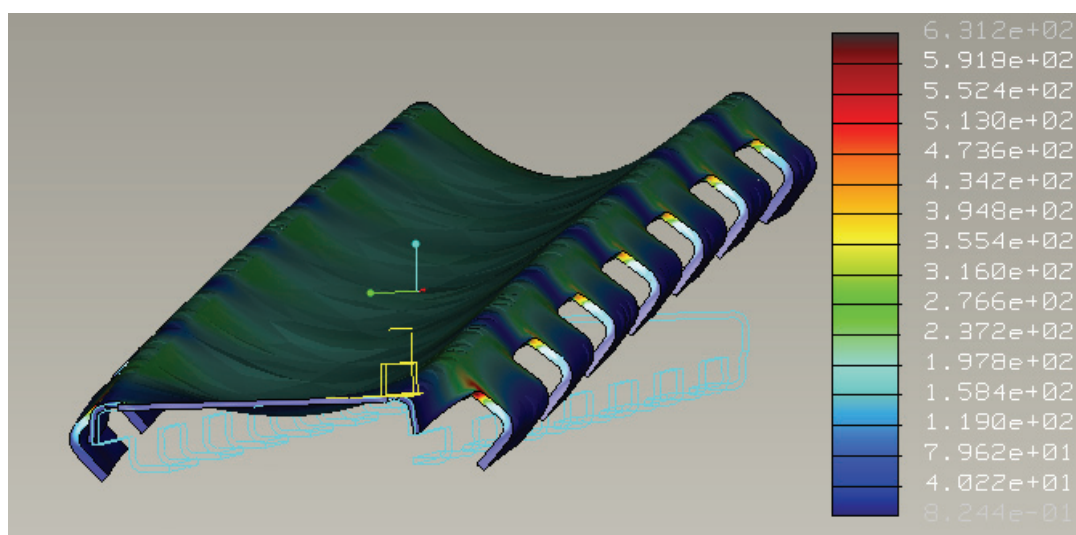
3.3 Profil typu III

Tato verze profilu (obr. 3.17), která rovněž vyhovuje požadavku na bezpečnost $k \geq 1$ při sestavení, se lišila od předchozí především použitím konstrukčních vrubů a nejen tím, také velikostí zobáčků, jejich tvarem a umístěním.

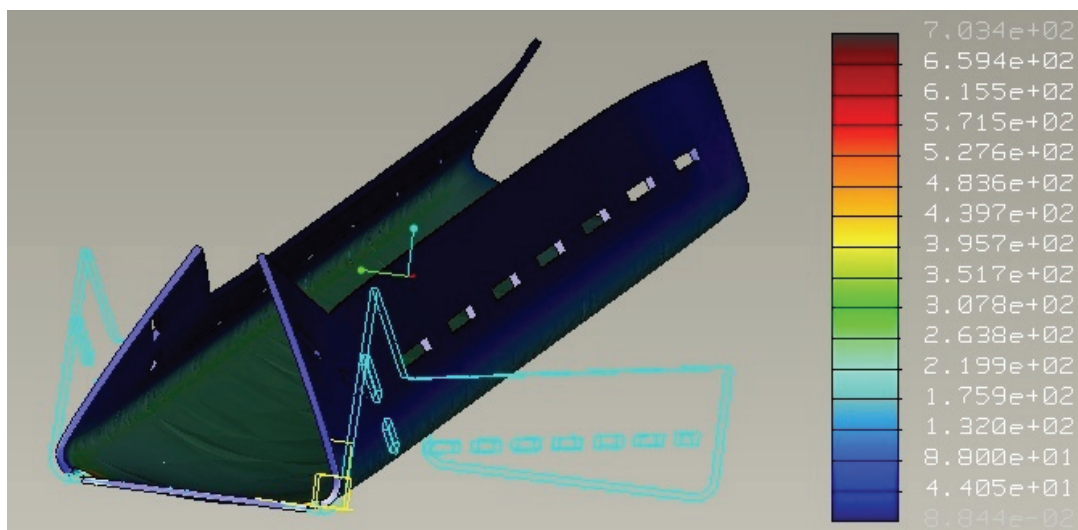
Výsledky výpočtu profilu typu III (spodní části a víka) jsou zobrazeny na následujících obr. 3.18 – 3.19.



3.17 Model části zadového profilu typu III po konstrukčních úpravách.



Obr. 3.18 Výpočet víka profilu typu III.

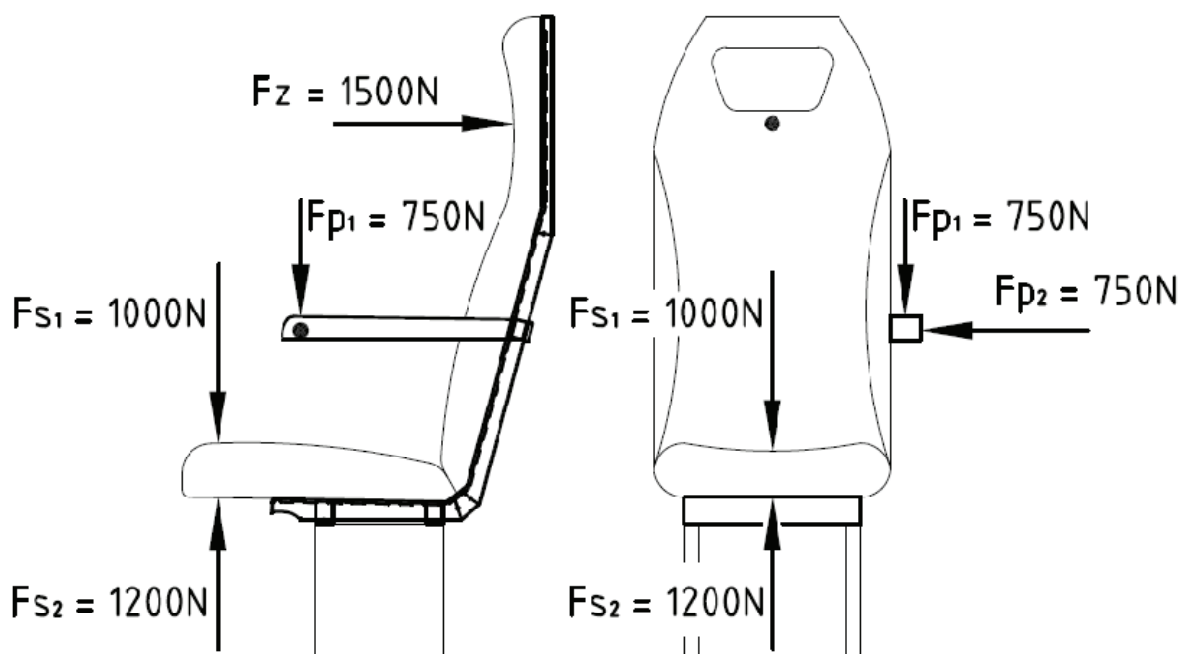


Obr. 3.19 Výpočet spodní části profilu typu III.

Těmito úpravami se mi podařilo snížit maximální napětí na víku na hodnotu 631,2 MPa při roztažení o 0,45 mm na jedné straně (obr. 3.18), spodní díl pak bylo možno stlačit o $X_{III} = 0,41$ mm (obr. 3.19), přičemž maximální napětí dosáhlo hodnoty 703,4 MPa. Obě tyto hodnoty jsou nižší než mez kluzu $R_e = 850$ MPa. Správnost výpočtu jsem ověřil při zdařilém sestavení prototypu, přičemž nedošlo k trvalým deformacím.

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU SEDADLA

Výpočtem sedadel se zabývá několik norem např. ORE B 106, ST-M 117 G, UIC 566 a další, kde je znázorněno působíště síly, její velikost, styčná plocha a směr. Jak již bylo zmíněno v úvodu, při zatížení sedadla dle výše uvedených norem nesmí dojít k žádnému porušení, ani plastické deformaci. Následující obr. 4.1 znázorňuje metodiku zatížení sedadla při statických testech, které provádí firma BORCAD cz na základě požadavků VÚKV a.s. Při testování sedadla probíhá zatěžování jednotlivých jeho částí silami samostatně (obr. 4.1). [1, 2, 6]



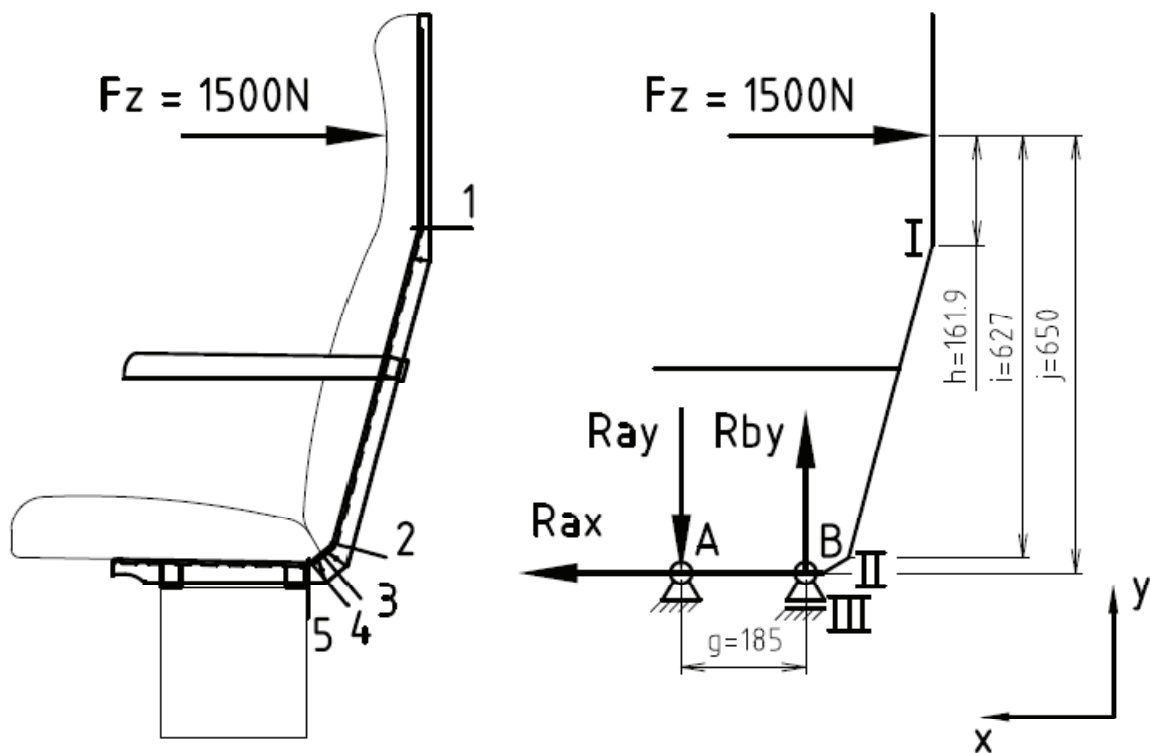
Obr. 4.1 Schéma zatížení sedadla dle protokolů VÚKV. [7 - 9]

Použitý skládaný profil je příliš složitý na provádění přímého analytického výpočtu. Proto jsem při výpočtech jednotlivá kritická místa zjednodušil vypuštěním některých částí profilu, čímž jsem se dostal na bezpečnější stranu výpočtu. Příslušná zjednodušení znázorněna v následujících podkapitolách.

4.1 Zatížení opěradla zad vodorovně

Při zatížení opěradla zad byla použita síla $F_z = 1500 \text{ N}$, která působí ve vodorovném směru. Předpokládal jsem, že je síla rozložena do obou nosných zádočných profilů rámu

rovnoměrně v předepsané výšce, vztažené ke středovému vláknu rámu. Rám jsem kontroloval na ohyb ve vybraných kritických místech (označeny čísla 1-5) dle obr. 4.2. Průběh momentů je znázorněn na obr. 4.3.



Obr. 4.2 Schéma zatížení opěradla zad, označení kritických průřezů a zavedení reakcí na zjednodušeném výpočtovém modelu představujícím středové vlákno.

Výpočet reakcí

Silový rozbor ve směru osy y

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_{by} - R_{ay} &= 0 \\ \underline{R_{ay} = R_{by}}\end{aligned}\tag{4.1}$$

Silový rozbor ve směru osy x

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ R_{ax} - F_z &= 0 \\ R_{ax} - 1500 &= 0 \\ \underline{R_{ax} = 1500N}\end{aligned}\tag{4.2}$$

Rozbor momentů k bodu A

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ R_{by} \cdot g - Fz \cdot j &= 0 \\ R_{by} \cdot 185 - 1500 \cdot 650 &= 0 \\ R_{by} &= \frac{1500 \cdot 650}{185} \\ R_{by} &= \underline{\underline{5270N}}\end{aligned}\tag{4.3}$$

Rozbor momentů k bodu B

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ R_{ay} \cdot g - Fz \cdot g &= 0 \\ R_{ay} \cdot 185 - 1500 \cdot 650 &= 0 \\ R_{ay} &= \frac{1500 \cdot 650}{185} \\ R_{ay} &= \underline{\underline{5270N}}\end{aligned}\tag{4.4}$$

Výpočet ohybových momentů v místech zlomů

V první fázi jsem provedl zjištění průběhů ohybových momentů po celé délce rámu.

Moment v místě I

$$\begin{aligned}M_I &= Fz \cdot h \\ M_I &= 1500 \cdot 161,9 \\ M_I &= \underline{\underline{242850Nmm}} = 242,8Nm\end{aligned}\tag{4.5}$$

Moment v místě II

$$\begin{aligned}M_{II} &= Fz \cdot i \\ M_{II} &= 1500 \cdot 627 \\ M_{II} &= \underline{\underline{940500Nmm}} = 940,5Nm\end{aligned}\tag{4.6}$$

Moment v místě III

$$\begin{aligned}M_{III} &= Fz \cdot j \\ M_{III} &= 1500 \cdot 650 \\ M_{III} &= \underline{\underline{975000Nmm}} = 975Nm\end{aligned}\tag{4.7}$$

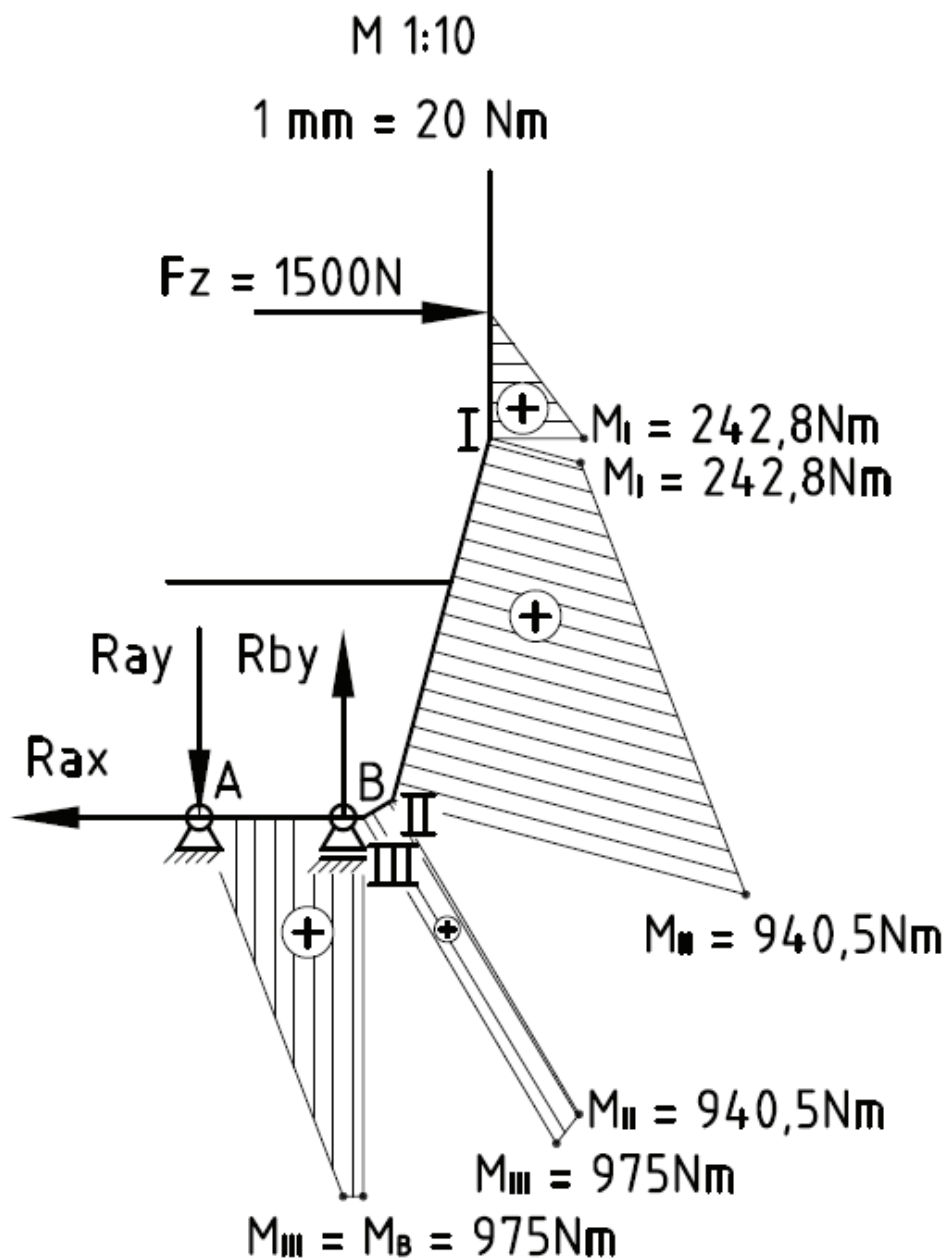
Moment v místě B

$$M_B = Fz \cdot j = Ray \cdot g$$

$$M_B = 1500 \cdot 650 = 5270 \cdot 185$$

$$M_B = \underline{\underline{975000 \text{ Nmm} = 975 \text{ Nm}}}$$

(4.8)

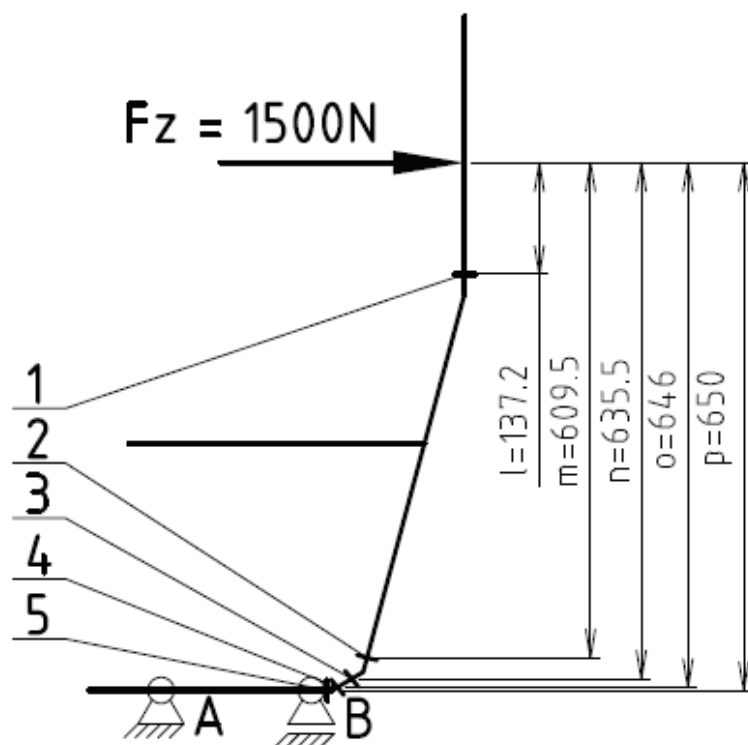


Obr. 4.3 Průběh momentů od zatížení opěradla zad vodorovnou silou $Fz = 1500 \text{ N}$.

Výpočet ohybových momentů v kritických místech

Následně jsem zjistil velikost momentů v určených pěti kritických místech (obr. 4.4, kritická místa označena čísly 1 - 5), maximální napětí a určil jsem jednotlivé statické bezpečnosti. Rozhodl jsem se z důvodu složitosti profilu zjednodušit některé průřezy

na pouhé dvě nosné plechové pásnice. Přiklonil jsem se tak na stranu bezpečnosti. Při výpočtu jsem nebral v potaz výplň profilu, která by ovlivnila chování celé konstrukce.



Obr. 4.4 Schéma pro výpočet momentů v kritických místech.

Moment v místě 1

$$\begin{aligned}
 Mo_1 &= Fz \cdot l \\
 Mo_1 &= 1500 \cdot 137,2 \\
 Mo_1 &= \underline{\underline{205800\,Nmm = 205,8\,Nm}}
 \end{aligned}
 \tag{4.9}$$

Moment v místě 2

$$\begin{aligned}
 Mo_2 &= Fz \cdot m \\
 Mo_2 &= 1500 \cdot 609,5 \\
 Mo_2 &= \underline{\underline{914250\,Nmm = 914,3\,Nm}}
 \end{aligned}
 \tag{4.10}$$

Moment v místě 3

$$\begin{aligned}
 Mo_3 &= Fz \cdot n \\
 Mo_3 &= 1500 \cdot 635,5 \\
 Mo_3 &= \underline{\underline{953250\,Nmm = 953,3\,Nm}}
 \end{aligned}
 \tag{4.11}$$

Moment v místě 4

$$Mo_4 = Fz \cdot o$$

$$Mo_4 = 1500 \cdot 646$$

$$Mo_4 = \underline{\underline{969000\,Nmm = 969\,Nm}}$$

(4.12)

Moment v místě 5

$$Mo_5 = Fz \cdot p$$

$$Mo_5 = 1500 \cdot 650$$

$$Mo_5 = \underline{\underline{975000\,Nmm = 975\,Nm}}$$

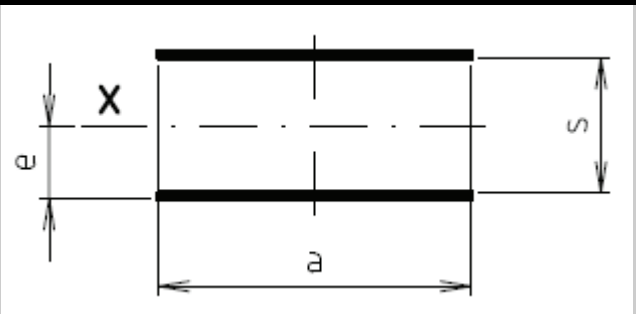
(4.13)

Výpočet bezpečnosti v jednotlivých kritických místech

Výpočet byl proveden pro plech tloušťky 0,8 mm ($t = 0,8$), mez kluzu $Re = 850$ MPa. Minimální bezpečnost ve všech průřezích je stanovena na základě zpráv o zkouškách [7 - 9] $k_D \geq 1$, kde je uvedeno, že při zatížení sedadel nesmí dojít k trvalé deformaci.

1) Místo č. 1

Tab. 4.1 Zjednodušený průřez v místě č. 1.

	
Rozměr	Velikost [mm]
a	36
e	8,5
s	15,4

Výpočet kvadratického momentu

$$Jx_1 = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot t^3 \cdot a + t \cdot a \cdot \left(\frac{s+t}{2} \right)^2 \right]$$

$$Jx_1 = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 0,8^3 \cdot 36 + 0,8 \cdot 36 \cdot \left(\frac{15,4 + 0,8}{2} \right)^2 \right] \quad (4.14)$$

$$Jx_1 = \underline{\underline{3782,3 \text{ mm}^4}}$$

Výpočet napětí

$$\sigma_{o1} = \frac{Mo_1}{Wo_1} = \frac{Mo_1}{2 \cdot \frac{Jx_1}{e}}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{102900}{2 \cdot \frac{3782,3}{8,5}} \quad (4.15)$$

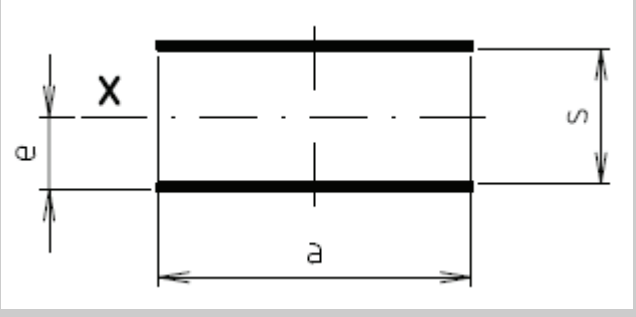
$$\sigma_{o1} = \underline{\underline{231,25 \text{ MPa}}}$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_1 = \frac{Re}{\sigma_{o1}} = \frac{850}{231,25} = \underline{\underline{3,7[-]}} > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.16)$$

2) Místo č. 2

Tab. 4.2 Zjednodušený průřez v místě č. 2.

	
Rozměr	Velikost [mm]
a	36
e	14,5
s	27,4

Výpočet kvadratického momentu

$$Jx_2 = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot t^3 \cdot a + t \cdot a \cdot \left(\frac{s+t}{2} \right)^2 \right]$$

$$Jx_2 = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 0,8^3 \cdot 36 + 0,8 \cdot 36 \cdot \left(\frac{27,4 + 0,8}{2} \right)^2 \right] \quad (4.17)$$

$$Jx_2 = \underline{\underline{11454,5 \text{ mm}^4}}$$

Výpočet napětí

$$\sigma_{o2} = \frac{Mo_2}{Wo_2} = \frac{Mo_2}{2 \cdot \frac{Jx_2}{e}}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{914250}{2 \cdot \frac{11454,5}{14,5}} \quad (4.18)$$

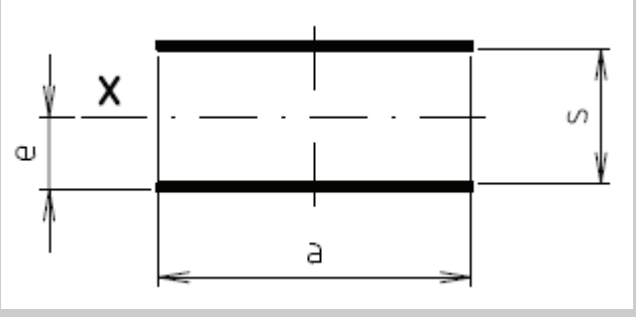
$$\sigma_{o2} = \underline{\underline{578,6 \text{ MPa}}}$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_2 = \frac{Re}{\sigma_{o2}} = \frac{850}{578,6} = 1,47 [-] > 1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} \quad (4.19)$$

3) Místo č. 3

Tab. 4.3 Zjednodušený průřez v místě č. 3.

	
Rozměr	Velikost [mm]
a	36
e	19,7
s	37,7

Výpočet kvadratického momentu

$$Jx_3 = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot t^3 \cdot a + t \cdot a \cdot \left(\frac{s+t}{2} \right)^2 \right]$$
$$Jx_3 = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 0,8^3 \cdot 36 + 0,8 \cdot 36 \cdot \left(\frac{37,7+0,8}{2} \right)^2 \right] \quad (4.20)$$
$$Jx_3 = \underline{\underline{21347,5 \text{ mm}^4}}$$

Výpočet napětí

$$\sigma_{o3} = \frac{Mo_3}{Wo_3} = \frac{Mo_3}{2 \cdot \frac{Jx_3}{e}}$$
$$\sigma_{o3} = \frac{953250}{2 \cdot \frac{21347,5}{19,7}} \quad (4.21)$$
$$\sigma_{o3} = \underline{\underline{440 \text{ MPa}}}$$

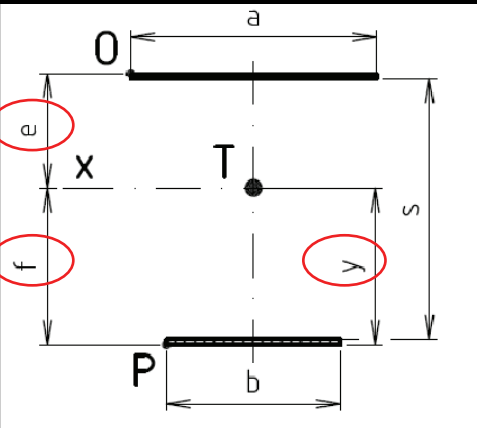
Výpočet bezpečnosti

$$k_3 = \frac{Re}{\sigma_{o3}} = \frac{850}{440} = 1,9[-] > 1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} \quad (4.22)$$

4) Místo č. 4

Průřez v místě č. 4 není symetrický, jak již bylo zmíněno v úvodu této podkapitoly (blíže popisuje tab. 4.4 a její schéma), proto jsem musel nejprve zjistit polohu středového vlákna T (vzdálenost y), abych mohl dopočítat napětí v krajních vláknech O, P.

Tab. 4.4 Zjednodušený průřez v místě č. 4.

	
Rozměr	Velikost [mm]
a	36
b	25,4
s	38,1
Vypočtené rozměry	Velikost [mm]
e	16,49
f = y	23,21

Výpočet polohy y středového vlákna T

$$y = \frac{\sum S_i \cdot h_i}{\sum S}$$

$$y = \frac{a \cdot t \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot a + s \right) + b \cdot t \cdot \frac{t}{2}}{a \cdot t + b \cdot t} \quad (4.23)$$

$$y = \frac{36 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot 0,8 + 38,1 \right) + 25,4 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,8}{2}}{36 \cdot 0,8 + 25,4 \cdot 0,8}$$

$$y = \underline{\underline{23,21mm}}$$

Výpočet vzdálenosti krajního vlákna O od středového vlákna T

$$e = (s + 2 \cdot t) - y$$

$$e = (38,1 + 2 \cdot 0,8) - 23,21 \quad (4.24)$$

$$e = \underline{\underline{16,49mm}}$$

Výpočet kvadratického momentu pomocí Steinerovy věty ke středovému vláknu

$$J_{x_{T4}} = J_x + S \cdot h^2$$

$$J_{x_{T4}} = \frac{a \cdot t^3}{12} + a \cdot t \cdot \left(e - \frac{t}{2}\right)^2 + \frac{b \cdot t^3}{12} + b \cdot t \cdot \left(f - \frac{t}{2}\right)^2 \quad (4.25)$$

$$J_{x_{T4}} = \frac{36 \cdot 0,8^3}{12} + 36 \cdot 0,8 \cdot \left(16,49 - \frac{0,8}{2}\right)^2 + \frac{25,4 \cdot 0,8^3}{12} + 25,4 \cdot 0,8 \cdot \left(23,21 - \frac{0,8}{2}\right)^2$$

$$J_{x_{T4}} = \underline{\underline{18031 \text{ mm}^4}}$$

Výpočet napětí v krajním vlákne O

$$\sigma_{oO4} = \frac{M_{o4}}{W_{oO4}} = \frac{M_{o4}}{2 \cdot \frac{J_{x_{T4}}}{e}}$$

$$\sigma_{oO4} = \frac{969000}{2 \cdot \frac{18031}{16,49}} \quad (4.26)$$

$$\sigma_{oO4} = \underline{\underline{443,1 \text{ MPa}}}$$

Výpočet napětí v krajním vlákne P

$$\sigma_{oP4} = \frac{M_{o4}}{W_{oO4}} = \frac{M_{o4}}{2 \cdot \frac{J_{x_{T4}}}{f}}$$

$$\sigma_{oP4} = \frac{969000}{2 \cdot \frac{18031}{23,21}} \quad (4.27)$$

$$\sigma_{oP4} = \underline{\underline{623,6 \text{ MPa}}}$$

Výpočet bezpečnosti v místě vlákna O

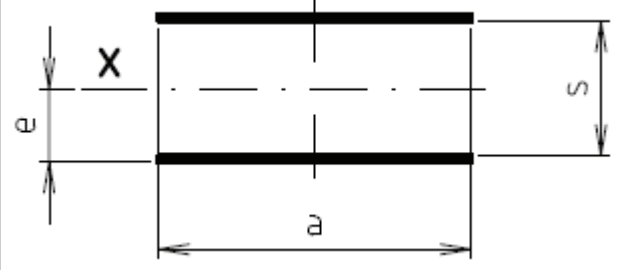
$$k_{O4} = \frac{R_e}{\sigma_{oO4}} = \frac{850}{443,1} = 1,92[-] > 1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} \quad (4.28)$$

Výpočet bezpečnosti v místě vlákna P

$$k_{P4} = \frac{R_e}{\sigma_{oP4}} = \frac{850}{623,6} = 1,36[-] > 1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} \quad (4.29)$$

5) Místo č. 5

Tab. 4.5 Zjednodušený průřez v místě č. 2.

	
Rozměr	Velikost [mm]
a	36
e	15,5
s	29,4

Výpočet kvadratického momentu

$$J_{x_5} = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot t^3 \cdot a + t \cdot a \cdot \left(\frac{s+t}{2} \right)^2 \right]$$

$$J_{x_5} = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 0,8^3 \cdot 36 + 0,8 \cdot 36 \cdot \left(\frac{29,4 + 0,8}{2} \right)^2 \right] \quad (4.30)$$

$$J_{x_5} = \underline{\underline{13136,3 \text{ mm}^4}}$$

Výpočet napětí

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{M_{o2}}{2 \cdot \frac{J_{x_2}}{e}}$$

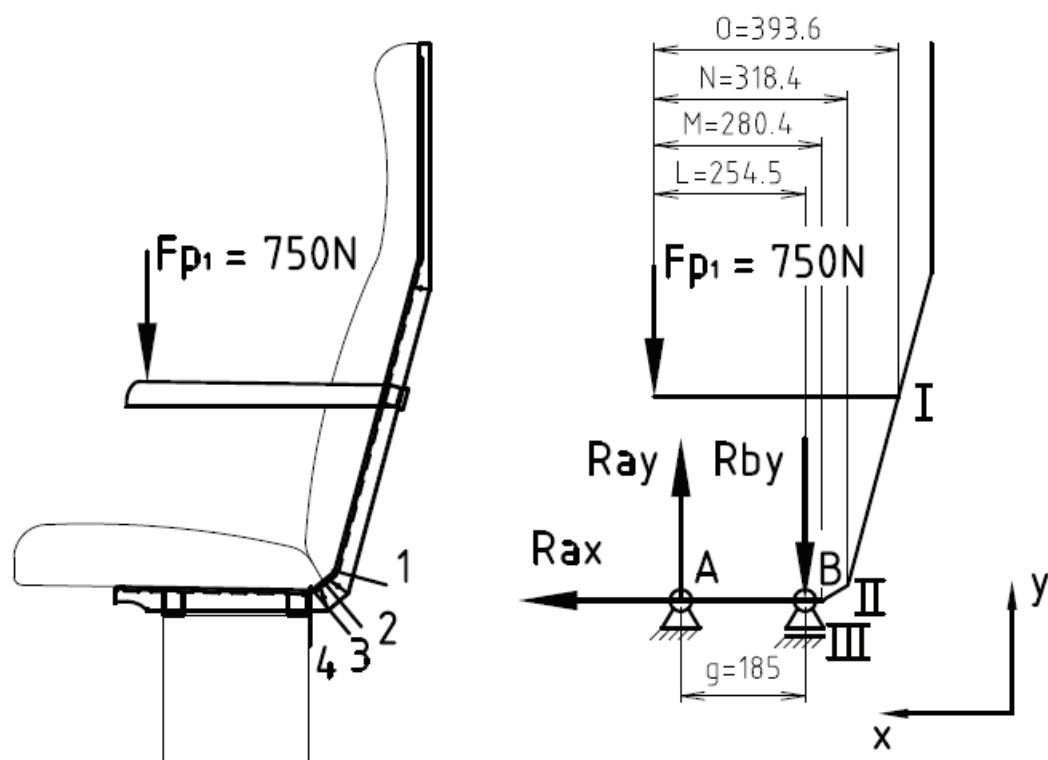
$$\sigma_{o5} = \frac{975000}{2 \cdot \frac{13136,3}{15,5}} \quad (4.31)$$

$$\sigma_{o5} = \underline{\underline{575,2 \text{ MPa}}}$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{o5}} = \frac{850}{575,2} = \underline{\underline{1,48[-]}} > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.32)$$

4.2 Zatížení područky svisle dolů



Obr. 4.5 Schéma zatížení područky svisle dolů silou F_{p1} .

Přenos této síly (obr. 4.5) jsem simuloval pouze na jeden zádový profil (obr. 3.1), přikláním se tak opět na stranu bezpečnosti. Kritické průřezy byly stejné, jako v předchozí podkapitole. Z tohoto důvodu se dále odkazuji na patřičné tabulky rozměrů a výpočtové vztahy.

Výpočet reakcí

Silový rozbor ve směru osy y

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ \underline{\underline{R_{ay} - R_{by} - F_{p1} &= 0}} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Silový rozbor ve směru osy x

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \underline{\underline{R_{ax} &= 0N}} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Rozbor momentů k bodu A

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{by} \cdot g - F_{p_1} \cdot (L - g) = 0$$

$$R_{by} \cdot 185 - 750 \cdot (254,5 - 185) = 0 \quad (4.35)$$

$$R_{by} = \frac{750 \cdot (254,5 - 185)}{185}$$

$$R_{by} = \underline{\underline{281,8N}}$$

Rozbor momentů k bodu B

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{ay} \cdot g - F_{p_1} \cdot L = 0$$

$$R_{ay} \cdot 185 - 750 \cdot 254,5 = 0 \quad (4.36)$$

$$R_{ay} = \frac{750 \cdot 254,5}{185}$$

$$R_{ay} = \underline{\underline{1032N}}$$

Výpočet ohybových momentů v místech zlomů

Moment v místě I

$$M_I = F_{p_1} \cdot O$$

$$M_I = 750 \cdot 393,6 \quad (4.37)$$

$$M_I = \underline{\underline{295200Nmm = 295,2Nm}}$$

Moment v místě II

$$M_{II} = F_{p_1} \cdot N$$

$$M_{II} = 750 \cdot 318,4 \quad (4.38)$$

$$M_{II} = \underline{\underline{238800Nmm = 238,8Nm}}$$

Moment v místě III

$$M_{III} = F_{p_1} \cdot M$$

$$M_{III} = 750 \cdot 280,4 \quad (4.39)$$

$$M_{III} = \underline{\underline{210300Nmm = 210,3Nm}}$$

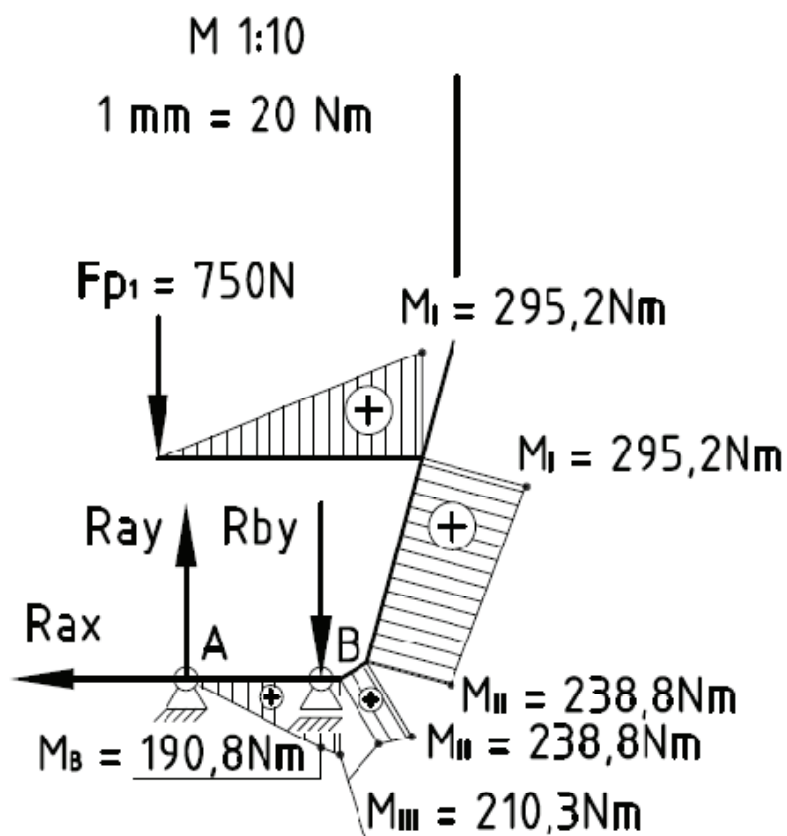
Moment v místě B

$$M_B = F_{p1} \cdot L = R_{ay} \cdot g$$

$$M_B = 750 \cdot 254,5 = 190875$$

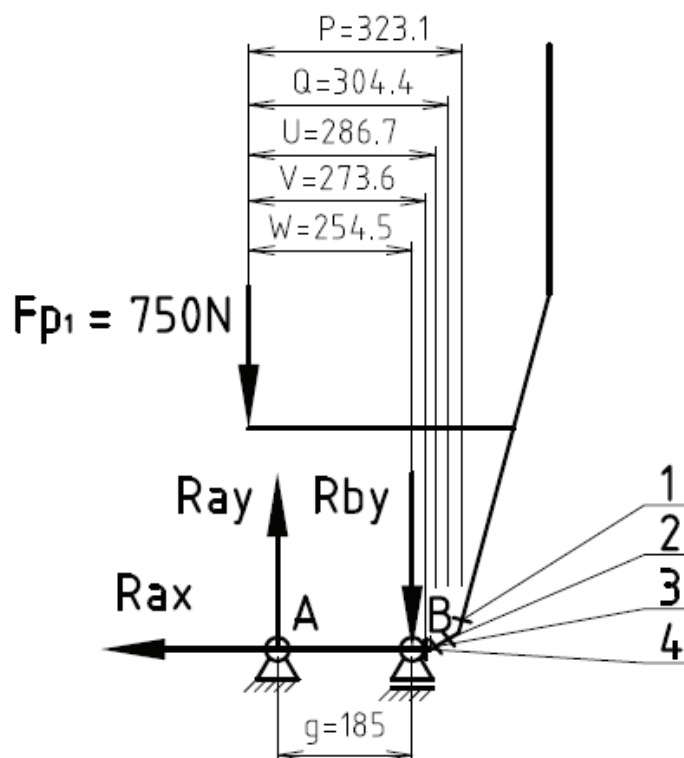
(4.40)

$$M_B = \underline{\underline{190875 \text{ Nmm} = 190,88 \text{ Nm}}}$$



Obr. 4.6 Průběh momentů od zatížení područky svisle dolů.

Výpočet momentů v kritických místech (dle obr. 4.7)



Obr. 4.7 Schéma kritických míst s potřebnými rozměry

Moment v místě 1

$$\begin{aligned}
 Mo_1 &= F_{p1} \cdot P \\
 Mo_1 &= 750 \cdot 323,1 \\
 Mo_1 &= \underline{\underline{242325\text{Nmm} = 242,3\text{Nm}}}
 \end{aligned}
 \tag{4.41}$$

Moment v místě 2

$$\begin{aligned}
 Mo_2 &= F_{p1} \cdot Q \\
 Mo_2 &= 750 \cdot 304,4 \\
 Mo_2 &= \underline{\underline{228300\text{Nmm} = 228,3\text{Nm}}}
 \end{aligned}
 \tag{4.42}$$

Moment v místě 3

$$\begin{aligned}
 Mo_3 &= F_{p1} \cdot U \\
 Mo_3 &= 750 \cdot 286,7 \\
 Mo_3 &= \underline{\underline{215025\text{Nmm} = 215\text{Nm}}}
 \end{aligned}
 \tag{4.43}$$

Moment v místě 4

$$\begin{aligned} Mo_4 &= Fp_1 \cdot V \\ Mo_4 &= 750 \cdot 273,6 \\ Mo_4 &= \underline{\underline{205200 Nmm = 205,2 Nm}} \end{aligned} \quad (4.44)$$

Výpočet bezpečnosti v jednotlivých kritických místech

1) Místo č. 1

Při výpočtu vycházím z rozměrů průřezu stanovených v tab. 4.2 a kvadratického momentu Jx_2 (dle vztahu 4.17).

Výpočet napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{o1} &= \frac{Mo_1}{Wo_2} = \frac{Mo_1}{\frac{Jx_2}{e}} \\ \sigma_{o1} &= \frac{242325}{\frac{11454,5}{14,5}} \\ \sigma_{o1} &= \underline{\underline{306,8 MPa}} \end{aligned} \quad (4.45)$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_1 = \frac{Re}{\sigma_{o1}} = \frac{850}{306,8} = \underline{\underline{2,77 [-]}} > 1 \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (4.46)$$

2) Místo č. 2

Při výpočtu vycházím z rozměrů průřezu stanovených v tab. 4.3 a kvadratického momentu Jx_3 (dle vztahu 4.20).

Výpočet napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{o2} &= \frac{Mo_2}{Wo_3} = \frac{Mo_2}{\frac{Jx_3}{e}} \\ \sigma_{o2} &= \frac{228300}{\frac{21347,5}{19,7}} \\ \sigma_{o2} &= \underline{\underline{210,7 MPa}} \end{aligned} \quad (4.47)$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_2 = \frac{Re}{\sigma_{o2}} = \frac{850}{210,7} = \underline{\underline{4[-] > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}}} \quad (4.48)$$

3) Místo č. 3

Při výpočtu vycházím z rozměrů průřezu stanovených v tab. 4.4 a kvadratického momentu $J_{x_{T4}}$ (dle vztahu 4.25).

Výpočet napětí v krajním vlákne O

$$\begin{aligned} \sigma_{oO3} &= \frac{Mo_3}{W_{oO4}} = \frac{Mo_3}{\frac{J_{x_{T4}}}{e}} \\ \sigma_{oO3} &= \frac{215025}{\frac{18031}{16,49}} \\ \sigma_{oO3} &= \underline{\underline{196,7 MPa}} \end{aligned} \quad (4.49)$$

Výpočet napětí v krajním vlákne P

$$\begin{aligned} \sigma_{oP3} &= \frac{Mo_3}{W_{oO4}} = \frac{Mo_3}{\frac{J_{x_{T4}}}{f}} \\ \sigma_{oP3} &= \frac{215025}{\frac{18031}{23,21}} \\ \sigma_{oP3} &= \underline{\underline{276,8 MPa}} \end{aligned} \quad (4.50)$$

Výpočet bezpečnosti v místě vlákna O

$$k_{O4} = \frac{Re}{\sigma_{oO4}} = \frac{850}{196,7} = \underline{\underline{4,3[-] > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}}} \quad (4.51)$$

Výpočet bezpečnosti v místě vlákna P

$$k_{P4} = \frac{Re}{\sigma_{oP4}} = \frac{850}{276,8} = \underline{\underline{3,1[-] > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}}} \quad (4.52)$$

4) Místo č. 4

Při výpočtu vycházím z rozměrů průřezu stanovených v tab. 4.5 a kvadratického momentu J_{x_5} (dle vztahu 4.30).

Výpočet napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{o4} &= \frac{Mo_4}{W_{o5}} = \frac{Mo_4}{\frac{J_{x_5}}{e}} \\ \sigma_{o4} &= \frac{205200}{\frac{13136,3}{15,5}} \\ \sigma_{o4} &= \underline{\underline{242,1 \text{ MPa}}}\end{aligned}\tag{4.53}$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_4 = \frac{Re}{\sigma_{o4}} = \frac{850}{242,1} = 3,5[-] > 1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}\tag{4.54}$$

Toto zatížení nepředstavuje tak velké riziko ve vybraných kritických místech, bude s ním však potřeba počítat při řešení spojení područky a zádočných profilů. Spojení jsem řešil podle požadavků firmy BORCAD cz, tak, aby se profily do sebe jednoduchým způsobem zacvakly, nebylo nutno svařování a po vypěnění nebylo možné rozebrání.

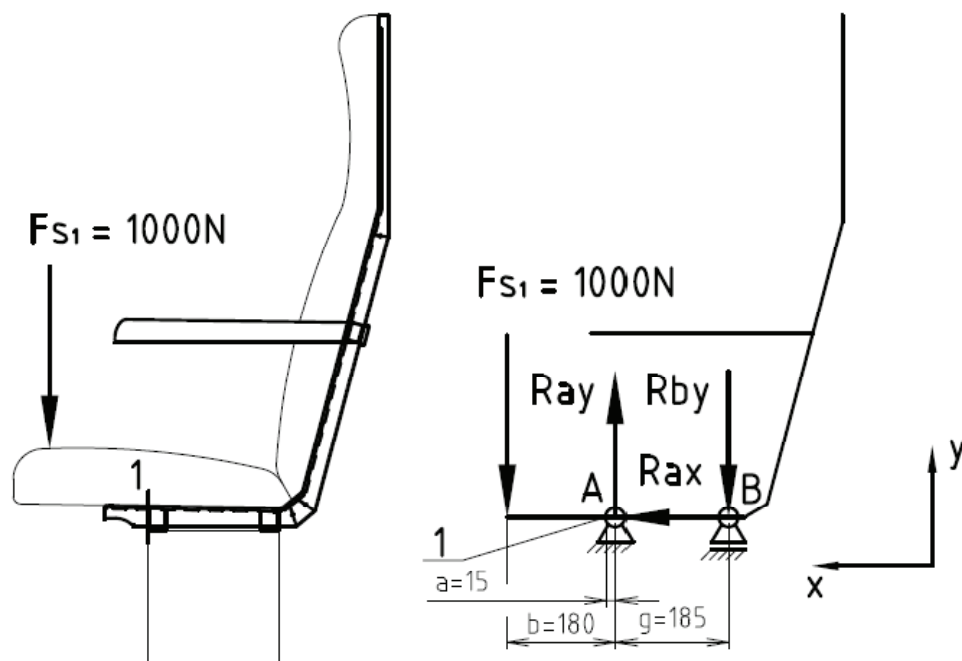
4.3 Zatížení sedáku svisle nahoru a dolů

Tyto síly působí u konce sedací plochy na čalounění. Rám je od těchto sil opět namáhán ohybem, ovšem už pouze ve spodní části, jak simuluje zjednodušený výpočtový model představující středové vlákno (obr. 4.8, 4.9). Výpočet jsem provedl obdobně jako v předchozích podkapitolách a je shrnut v tabulce 4.6 (průběhy sil a momentů obr. 4.10). Pro oba případy zatížení jsem stanovil stejné kritické místo, které charakterizuje tabulka 4.7.

Tab. 4.6 Výpočtová tabulka vycházející z obr. 4.7, 4.8.

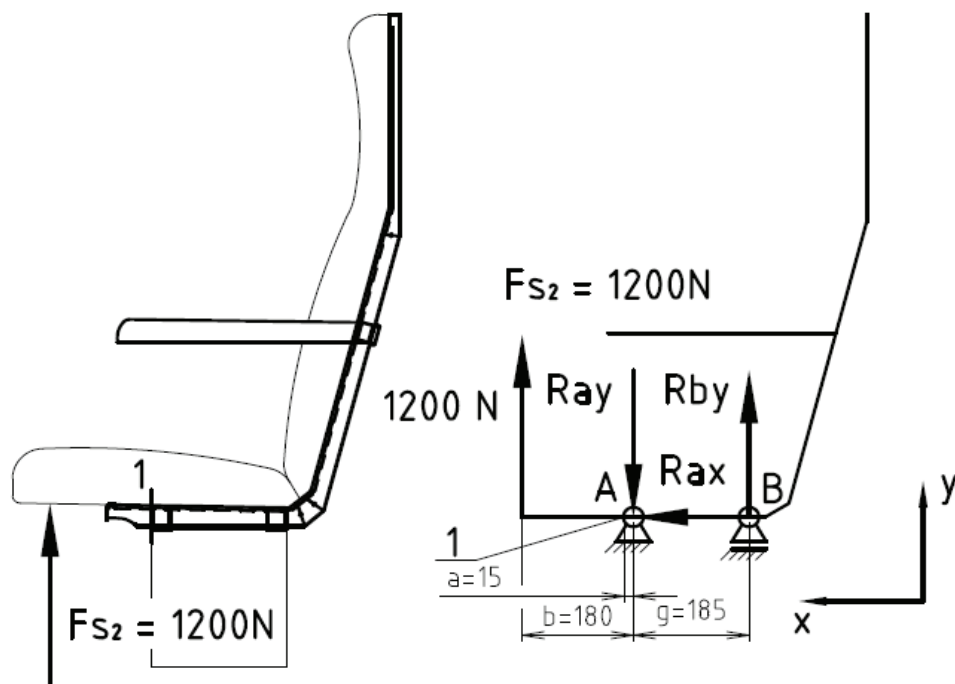
Zatěžující síla	Reakční síla Ray	Reakční síla Rby	Ohybový moment v kritickém místě 1
$F_{s1} = 1000 \text{ N}$	1973 N	973 N	-165 Nm
$F_{s2} = 1200 \text{ N}$	2367,6 N	1167,6 N	198 Nm

a) Síla působící svisle dolů



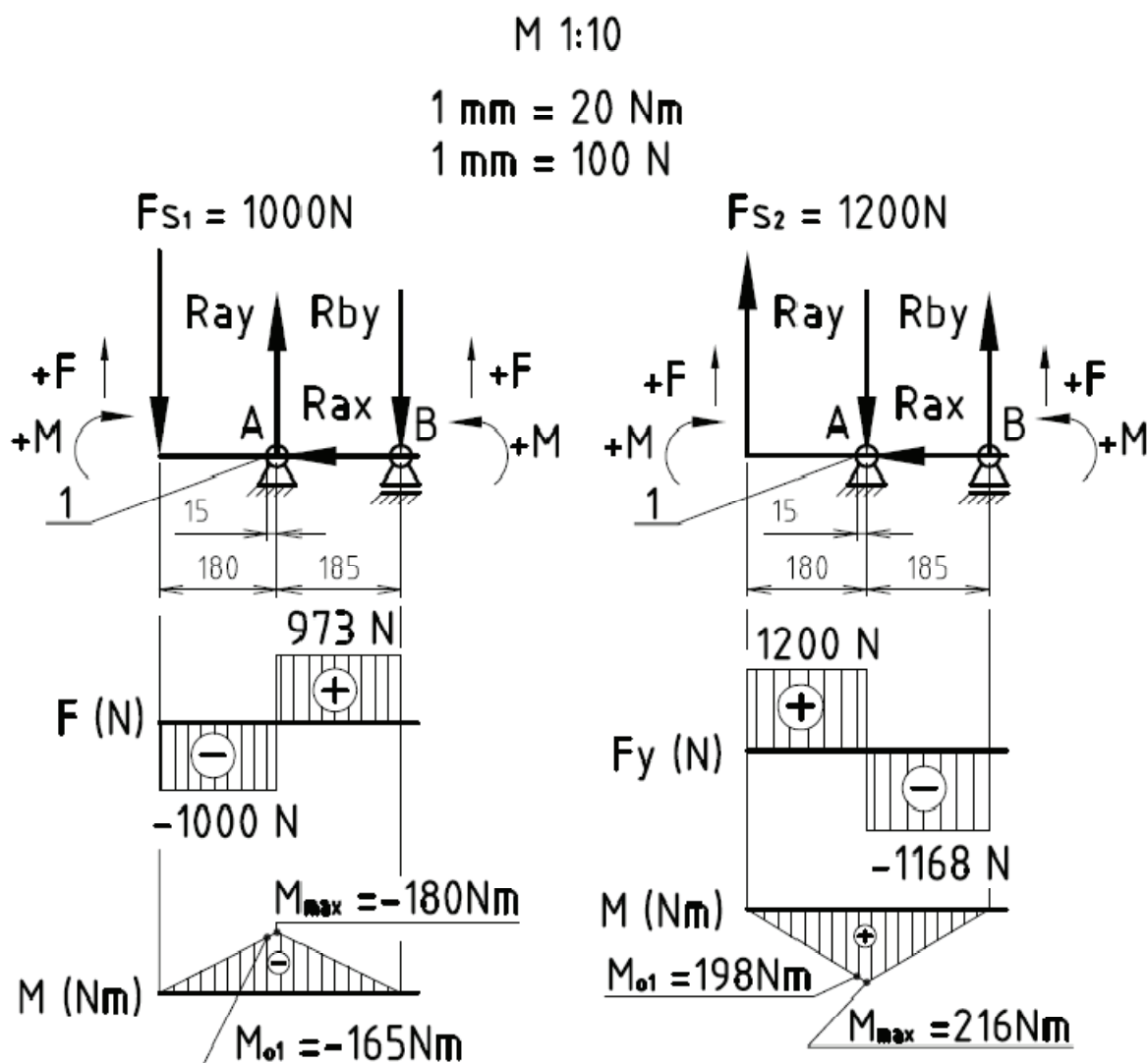
Obr. 4.8 Schéma zatížení sedáku svisle dolů.

b) Síla působící svisle nahoru



Obr. 4.9 Schéma zatížení sedáku svisle nahoru.

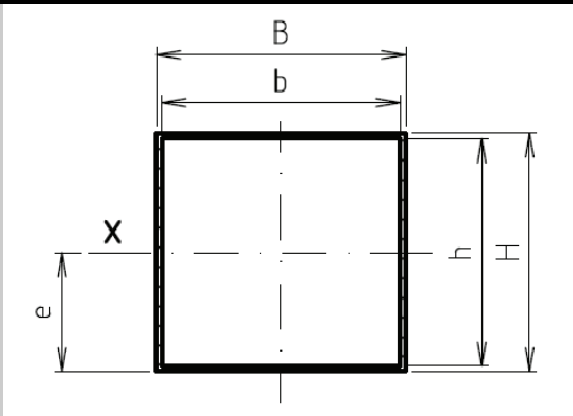
Průběhy sil a momentů znázorněny na následujícím obr. 5.10.



Obr. 5.10 Průběhy sil a momentů od zatížení sedadla silami F_{S1} , F_{S2} .

Pro výpočet napětí v kritickém průřezu jsem dále uvažoval pouze ohybový moment od síly 1200 N. Profil má v kritickém místě obdélníkový průřez (viz. tab. 4.7).

Tab. 4.7 Zjednodušený průřez v místě č. 1.



Rozměr	Velikost [mm]
b	34,4
B	36
h	33
H	34,6
e	17,3

Výpočet kvadratického momentu

$$J_{x_1} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}$$

$$J_{x_1} = \frac{36 \cdot 34,6^3 - 34,4 \cdot 33^3}{12}$$

$$J_{x_1} = \underline{\underline{21245,8 \text{ mm}^4}} \quad (4.55)$$

Výpočet napětí

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1}}{2 \cdot \frac{J_{x_1}}{e}}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{198000}{2 \cdot \frac{21245,8}{17,3}}$$

$$\sigma_{o1} = \underline{\underline{80,6 \text{ MPa}}} \quad (4.56)$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{o1}} = \frac{850}{80,6} = 10,6 [-] > 1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} \quad (4.57)$$

Dílčí závěr

Statickým výpočtem jsem prověřil kritická místa navrženého rámu a došel jsem k závěru, že rám zatížení bez problémů odolá, aniž by došlo k plastickým deformacím. Jako nejkritičtější místo bylo výpočtem zjištěno místo 4 při zatížení silou F_z .

Výpočet však nezohlednil spoje jednotlivých profilů a výplňový materiál. Tyto dva faktory se značně podílí na přenosu zatěžujících sil, proto bude daleko věrohodnější podrobit zatížení vyrobený prototyp se všemi náležitostmi a napětí v kritických místech zjistit pomocí tenzometrů.

5 VÝPLŇOVÝ MATERIÁL

Cílem použití výplňového materiálu je:

- Zajištění zámků profilu,
- Vyztužení kritických míst,
- Ochrana vnitřních stěn profilu před korozí.

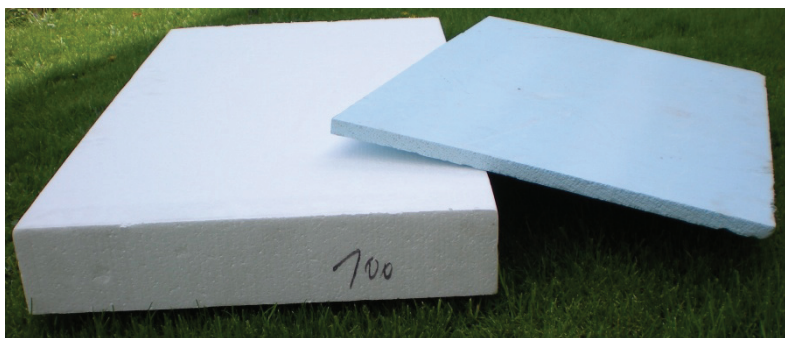
5.1 Charakteristiky uvažovaných výplní

Z dostupných materiálů jsem uvažoval o použití:

- Polystyrenu a pěny Styrofoam,
- Jednosložkových polyuretanových pěn,
- Dvousložkových polyuretanových pěn,
- Materiálů na bázi epoxidových pryskyřic,
- Hliníkových pěn.

a) Polystyren a Styrofoam

Jsou klasické stavební materiály používané k zateplování budov, jako podkladový materiál, obaly apod. (obr. 5.1).



Obr. 5.1 Ukázka tabule polystyrenu (vlevo) a Styrofoam (vpravo).

Tento materiál byl zahrnut do vývoje jako možná varianta pro srovnání s novými materiály na bázi epoxidů a polyuretanů. Polystyren a Styrofoam se vyrábějí z PS a nadouvadla, s tím, že Styrofoam dosahuje lepších mechanických vlastností, neboť je vyfukován do formy pod větším tlakem a přes trysku, zatímco polystyrén

v zahříváné formě samovolně pění do doby, než vyplní celý prostor formy. Tyto bloky se dále řezou na požadované tvary. Nevýhodou těchto materiálů, jak se ukázalo při testech (viz. následující kapitola 5.2) je, že stabilní zatížení přenášejí až po překonání určitého procenta deformace (viz. obr. 5.9), pro mnou řešený problém jsou tyto materiály nepoužitelné. Styrofoam dosahuje pevnosti v tlaku při 10% deformaci až 500 kPa, zatímco polystyrén při 10% deformaci pouze 100 - 200 kPa. [18, 19]

b) Jednosložkové polyuretanové pěny

Jedná se o jednosložkový polyuretanový tmel, který při kontaktu se vzdušnou vlhkostí začne vytvrzovat a vytvoří tak trvalou a elastickou těsnící hmotu. Tyto pěny jsou přilnavé téměř ke všem stavebním materiálům. Výsledné mechanické vlastnosti pěn jsou závislé na chemickém složení a prostoru, ve kterém tato pěna expanduje. Pěny se často používají k montáži okenních rámců, jako tepelně izolační výplně, k zesílení profilů, apod. (obr. 5.2). Mechanické vlastnosti pěn jsou popsány v tabulce 5.1. [17]



Tab. 5.1 Mechanické vlastnosti PU pěn. [17]

Hustota	15 - 20 kg/m³
Modul pružnosti	viz. tab. 5.
Pevnost v tahu	0,05 - 0,10 MPa
Pevnost v tlaku	-

Obr. 5.2 Běžně dostupná nízko-expanzní montážní pěna firmy Den Braven.

b) Dvousložkové polyuretanové pěny

Dvousložkové pěny jsou makromolekulární konstrukční materiály, převážně na organické bázi. Vznikají exotermní reakcí dvou odlišných chemických sloučenin, při nichž vzniklé teplo a tvořící se kysličník uhličitý vytváří z vzniklé polyuretanové hmoty napěněním uzavřenou mikroskopickou buněčnou strukturu. Díky této struktuře mají PU pěny vynikající tepelně izolační a hydroizolační vlastnosti, jejich mechanické vlastnosti jsou výrazně lepší než u pěn jednosložkových. Používají se k výrobě divadelních kulis, výrobě polstrování sedadel dopravních prostředků (obr. 5.3), zateplování střech, podlah, apod. Tyto materiály dosahují různých mechanických vlastností, záleží na konkrétním produktu, který vznikne při výrobě v závislosti na chemickém složení. Informace o těchto materiálech jsem získal prostřednictvím firmy BORCAD cz. [6]



Obr. 5.3 Dvousložková PU pěna k výrobě polstrování sedadel. [13]

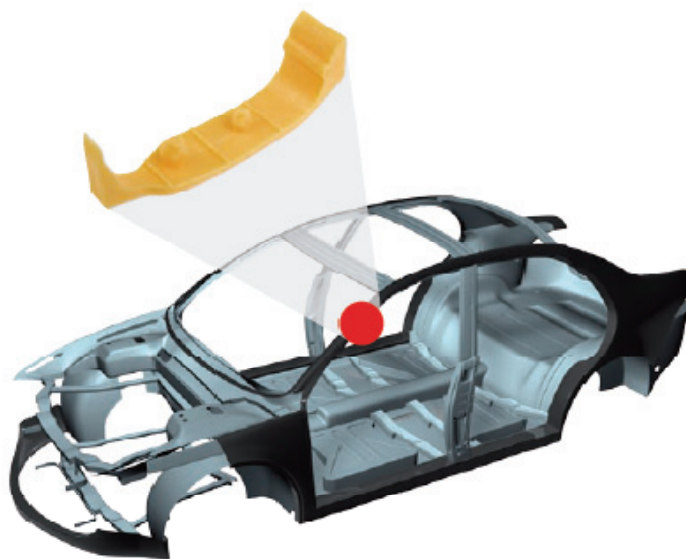
c) Materiály na bázi epoxidových pryskyřic

Do této kategorie spadají jak dvousložkové epoxidové pryskyřice, tak jednosložkové, které jsou vytvrzovány teplem. Pro použití do mnou navrženého rámu se hodí oba dva typy těchto materiálů. Z jednosložkových materiálů se vyrábějí před-tvarované díly nebo fólie. Dvousložkové materiály se používají k výrobě tmelů.

1) Před-tvarované díly

Tyto produkty se používají při velkosériové výrobě např. automobilový průmysl, kde slouží k zesílení kritických míst karosérie. Tyto před-tvarované díly (neboli výplně) se dodávají už od výrobce v přibližném tvaru, který má daný prostor

konstrukce k vyplnění (obr. 5.4). Ohřevem konstrukce na teplotu 160 °C po dobu dvaceti minut výplň expanduje a ztuhne. Tím vyplní zbylý vnitřní prostor v konstrukci, nalepí se na vnitřní stěny vyplňovaného prostoru a vytvoří tak celek s daleko větší tuhostí. Tento materiál se nazývá Terocore 1416, výrobcem je firma Henkel a jeho charakteristické vlastnosti po vytvrzení jsou popsány v tabulce 5.2 [11]. Nevýhodou tohoto materiálu je poměrně vysoká hmotnost, což vzhledem k požadavku snížení hmotnosti není příznivé.



Obr. 5.4 Aplikace před-tvarovaných dílů v automobilech (zesílení A sloupků). [11]

Tab. 5.2 Charakteristické vlastnosti Terocore 1416 od firmy Henkel. [11]

Hustota	500 kg/m³
Pevnost v tlaku	20 – 30 MPa
Modul pružnosti	1,4 GPa
Rozsah pracovních teplot	od -40 °C do 90 °C

2) Fólie

Dalším typem materiálu na bázi jednosložkový epoxidů jsou fólie. Jedná se o samolepící nebo nalepovací materiály o tloušťce od 0,5 mm do několika milimetrů (obr. 2.5). Tyto fólie jsou opět expanzivní materiály, které při teplotě 170 °C a čase dvaceti minut expandují o více jak 60% své tloušťky. Jejich vlastnosti jsou obdobné jako u před-tvarovaných dílů (viz. tab. 5.3), opět je vyrábí firma Henkel a jejich obchodní název je VP 9975-095. [12]



Obr. 5.5 Aplikace jednosložkových epoxidových fólií VP 9975-095, firmy Henkel, k zesílení dveří automobilu kolem kliky. [12]

Tab. 5.3 Mechanické vlastnosti fólií VP 9975-095 firmy Henkel. [12]

Hustota	850 kg/m³
Expanze	>60%
Modul pružnosti	>600 MPa
Pevnost v tahu	>5 MPa
Poissonovo číslo	0,28

3) Dvousložkové tmely

Posledním typem jsou dvousložkové materiály na bázi epoxidů. Tyto materiály se dodávají ve dvou kartuších (obr. 5.6). Při smíchání obou složek dojde k vytvrdnutí materiálu do 60 minut při 20 °C. Tyto materiály se aplikují speciální pistolí obdobně jako montážní pěny a expandují při pokojové teplotě přibližně o 30% (obr. 5.7). Vlastnosti tohoto materiálu jsou zobrazeny v tabulce 5.4. [13]



Obr. 5.6 Dvousložkový epoxidový tmel Terocore 1401CA-25. [13]



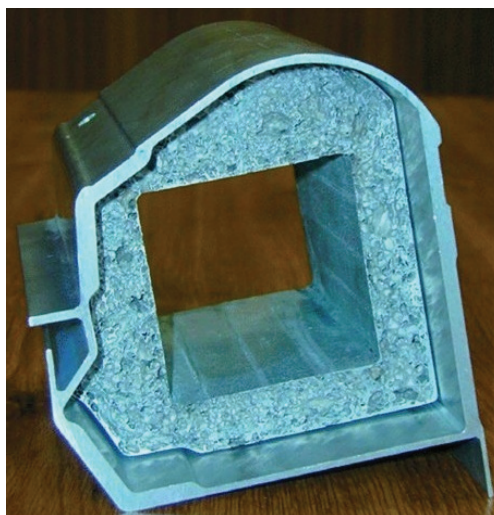
Obr. 5.7 Aplikace TeroCore 1401CA-25 v karoseriích automobilů. [13]

Tab. 5.4 Mechanické vlastnosti materiálu TeroCore 1401CA-25 firmy Henkel. [13]

Hustota	600 kg/m³
Expanze	30 %
Modul pružnosti	>700 ± 50 MPa
Pevnost v tlaku	15 - 20 MPa
Poissonovo číslo	0,22 – 0,26

d) Hliníkové pěny

Jako poslední typ výplňového materiálu pro výrobu odlehčených profilů jsem zamýšlel hliníkové pěny (obch. ozn. Alporas, ...). Hliníkové pěny je možno vyrábět několika různými technologickými způsoby. Profily vyplněné napěněným hliníkem se používají v automobilovém průmyslu pro zesílení kritických míst, odlehčení, tlumení nárazů, vibrací apod. Příkladem bych uvedl práh vozů značky Ferrari (obr. 5.8). Ten je vyroben ze slitiny hliníku a vyplněn napěněným hliníkem. Profil není vyplněn v celém průřezu, ale pouze kolem okrajů. Mechanické vlastnosti hliníkových pěn popisuje tabulka 5.5. Faktorem, značně ovlivňujícím použití těchto materiálů pro výplň rámců sedadel je vysoká cena. [5]



Obr. 5.8 Práh vozu Ferrari. [22]

Tabulka 5.5 Mechanické vlastnosti hliníkových pěn. [16]

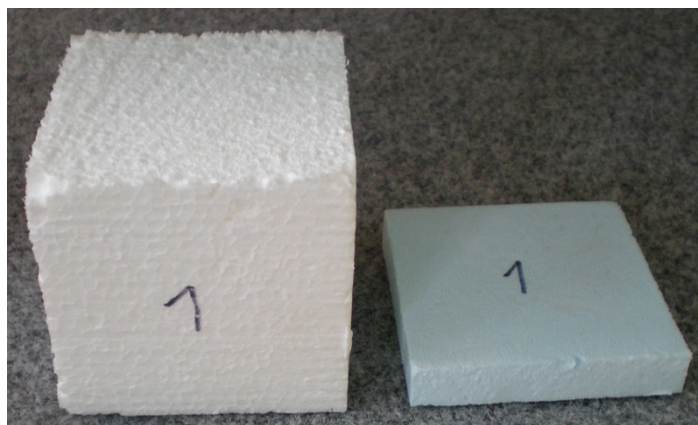
Střední měrná hmotnost	250 kg/m³
Modul pružnosti	0,7 GPa
Pevnost v tahu	1,6 MPa
Pevnost v tlaku	1,5 MPa

5.2 Zkouška výplní

Pro návrh výplně jsem se rozhodl zjistit pevnostní charakteristiky výplňových materiálů. Pro snadnou dostupnost jsem zvolil výrobu vzorků z polystyrénu, pěny Styrofoam a jednosložkové montážní PU pěny.

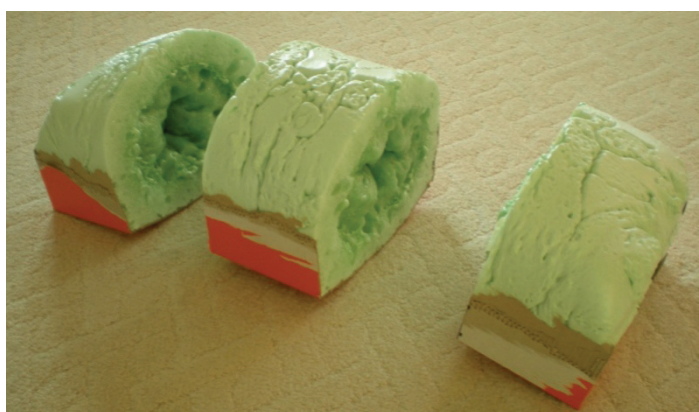
Vzorky polystyrenu jsem zhotovil ze 100 mm tlusté tabule, vždy tak abych získal krychle s výškou hrany 100 mm.

Pěna Styrofoam se vyrábí v 20 mm silných tabulích (a méně), proto měly vzorky odlišné rozměry (20 x 100 x 100 mm, obr. 5.9), ale zachoval jsem stejný rozměr ploch pro uchycení do trhacího stroje.



Obr. 5.9 Vzorek polystyrenu (vlevo) a pěny Styrofoam (vpravo).

Posledním měřeným vzorkem byla jednosložková montážní PU pěna. Tuto pěnu jsem nejprve nanesl do krabice, kde jsem ji nechal samovolně expandovat a vytvrdit. Bohužel se ukázalo, že z takto nanesené pěny nebylo možné vyrobit vzorek, neboť pěna vytvořila skořepinu s pavučinovým jádrem (obr. 5.10).



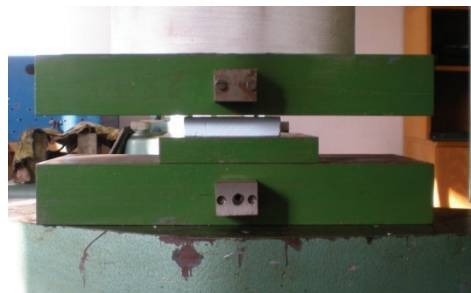
Obr. 5.10 Nepovedený vzorek montážní PU pěny.

Proto jsem vyzkoušel jinou, již úspěšnou variantu nanesení pěny mezi dvě spojené desky. Připravil jsem desky tak, aby mezera mezi nimi byla 30 mm, pěna je neroztáhla, a po vytvrzení se dala ořezat na styčnou plochu 100 x 100mm (obr. 5.11).



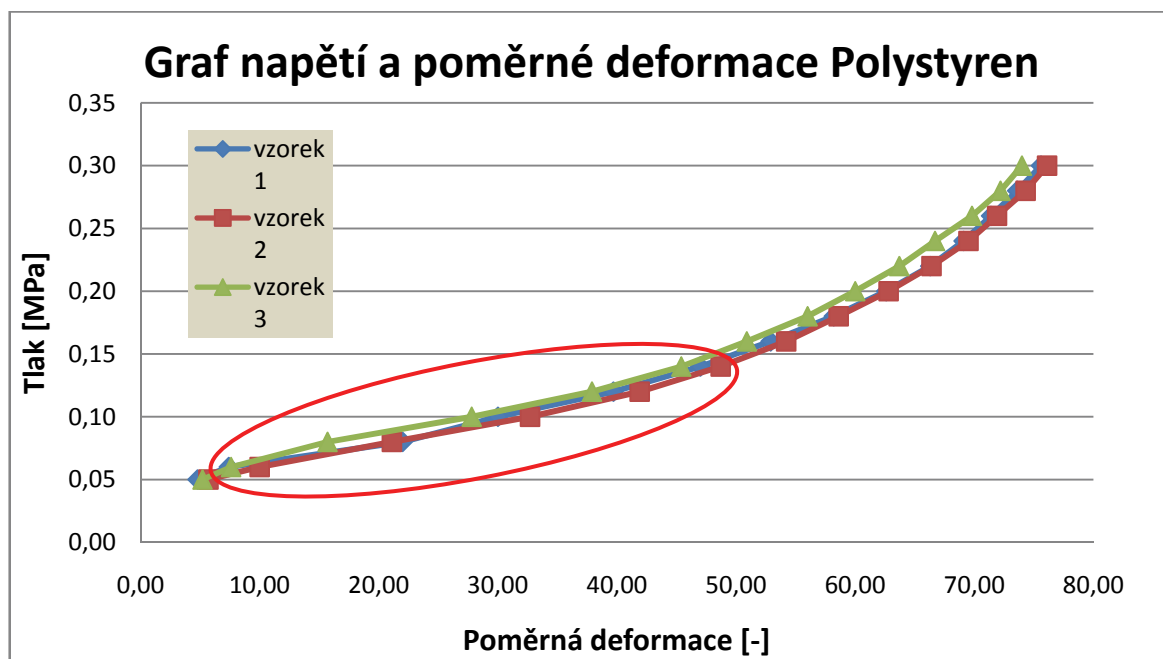
Obr. 5.11 Výroba vzorku montážní pěny.

Vzorky jsem zatěžoval tlakem na trhacím lisu v prostorech VŠB – TU Ostrava pod vedením vedoucího mé diplomové práce (obráz. 5.12). Cílem této zkoušky bylo zjistit závislost napětí na deformaci, z čehož jsem následně stanovil modul pružnosti materiálu.

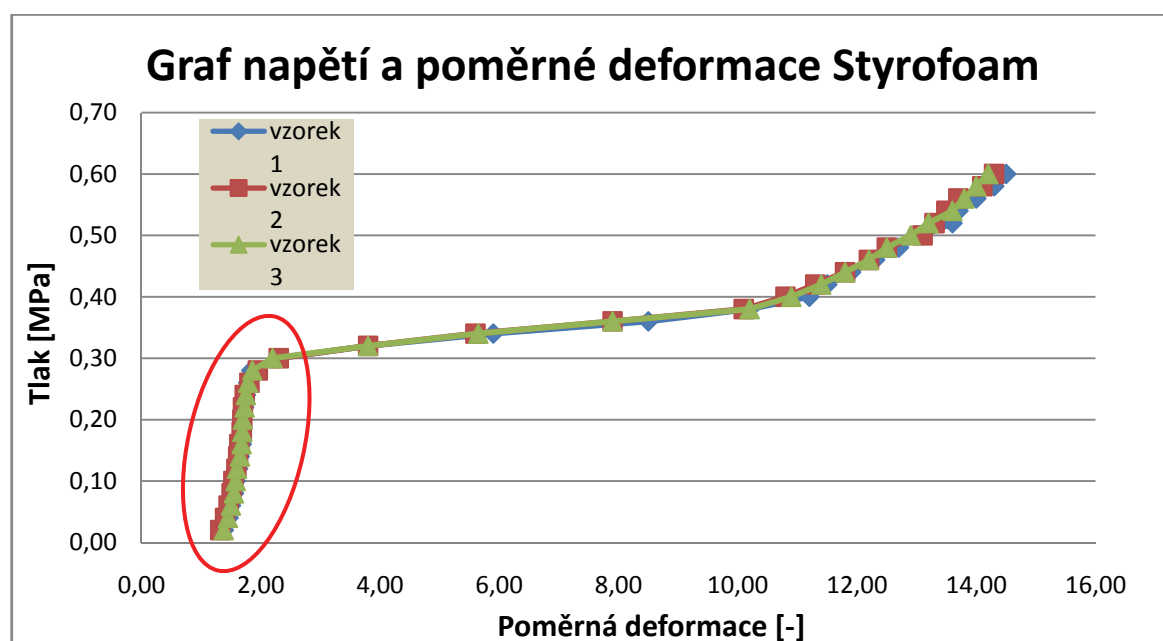


Obr. 5.12 Umístění vzorků v trhacím lisu.

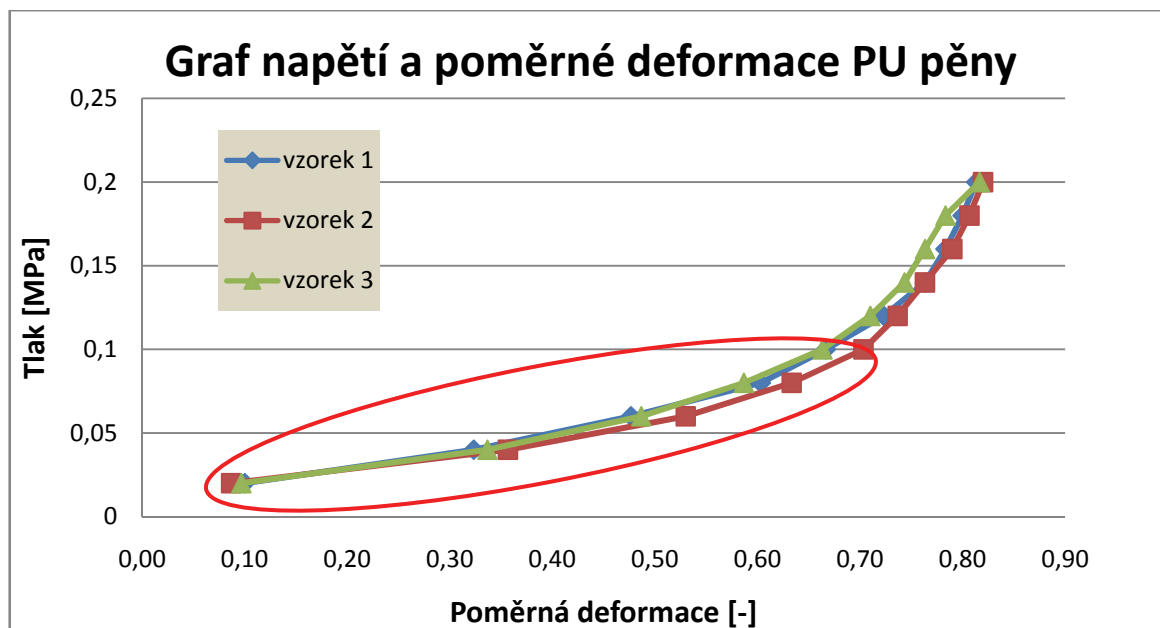
Z měření byly zpracovány závislosti měrného tlaku na poměrné deformaci. Ukázka chování vzorků při zatížení na obrázku 5.13 – 5.15. Tabulky naměřených hodnot jsou umístěny v příloze diplomové práce. Výsledné stanovené moduly pružnosti materiálů jsem shrnul v tabulce 5.6. Moduly pružnosti byly stanoveny ze zakroužkovaných oblastí v obrázcích 5.13 – 5.15.



Obr. 5.13 Graf napětí a poměrné deformace Polystyren.



Obr. 5.14 Graf napětí a poměrné deformace Styrofoam.



Obr. 5.15 Graf napětí a poměrné deformace jednosložkové montážní PU pěny.

Tab. 5.6 Moduly pružnosti výplní

Moduly pružnosti výplní	
Typ materiálu	E [MPa]
Polystyren	0,2
Styrofoam	11,7
PU pěna	0,13

6 ZÁVĚR

Cíle, které jsem si stanovil na počátku své práce, jsem splnil takto:

- a) Navrhnout konstrukci rámu sedadla, která by byla lehčí než stávající a odstranila by (nebo snížila) potřebu svařování.**

Mnou navržená konstrukce je zhotovena z plechu tloušťky 0,8 milimetru, takže základní kostra konstrukce je lehčí o 10 %. Bohužel do termínu odevzdání mé práce nebylo technicky možné získat vhodný výplňový materiál a ověřit výslednou hmotnost rámu. Toto srovnání bude provedeno po dokončení funkčního prototypu, ve kterém bude aplikován výplňový materiál.

- b) Navrhnout nový typ profilu pro výrobu rámu s použitím výplňových materiálů.**

Navrhl jsem několik typů nových profilů, z nichž jsem vybral jednu variantu, kterou jsem dále rozvíjel. V době psaní mé diplomové práce bylo vyrobeno dokonce několik prototypových vzorků mnou navrženého typu profilů, do nichž budou následně po odstranění určitých nepřesností aplikovány různé typy výplňových materiálů.

- c) Nahradit stávající rám sedadla novým rámem za použití nového profilu.**

Mnou vyvinutý profil jsem použil pro konstrukci rámu a také k výrobě prototypu částí rámu sedadla. To hlavně proto, abych zjistil vyrobitelnost určitých kritických míst, kde jsou složité ohyby plechu. Tímto postupem jsem si potvrdil vyrobitelnost rámu.

- d) Ověřit smontovatelnost dílů rámu a provést případné konstrukční úpravy**

Tento cíl byl součástí konstrukce nového rámu, neboť jsem zde narazil na problém při smontování zádočných profilů, kdy jsem musel stanovit správnou velikost zobáček víka tak, aby při montáži nevznikly trvalé plastické deformace. Tento problém jsem vyřešil konstrukčními úpravami profilu a změnou některých důležitých rozměrů profilu.

e) Statická kontrola navrženého rámu.

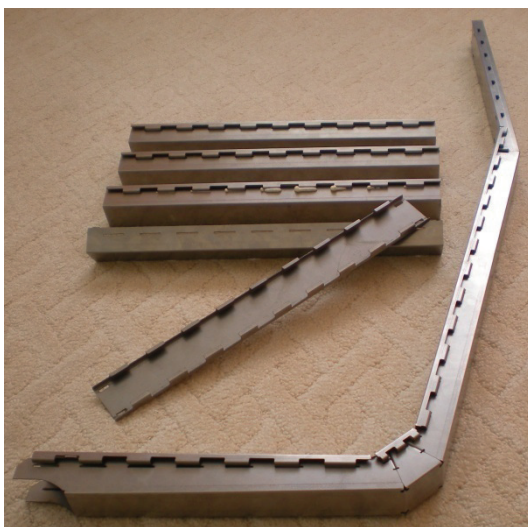
Statickou kontrolou jsem ověřil pevnost rámu v kritických místech a potvrdil jsem tak, že navržený rám vyhoví zatížení dle požadavků výpočtových zpráv [7 - 9] vycházejících z normy UIC 566. Po dohodě s vedoucím diplomové práce jsem neprovedl výpočet zatížení područky silou F_{p2} , Toto zatížení bude simulováno na prototypu, kdy bude rám sedadla osazen tenzometry a napětí se tak přímo určí v předem vybraných kritických místech.

f) Ověřit tuhost dostupných výplňových materiálů a možnost jejich aplikace v rámu.

Ověřil jsem tuhost dostupných výplňových materiálů (Styrofoam, Polystyren, jednosložková montážní PU pěna) a ty byly následně z důvodu nepříznivých mechanických vlastností vyloučeny z dalšího vývoje rámu sedadla. Ve vývoji, který už však probíhal mimo mou diplomovou práci, jsem se zaměřil na materiály s epoxidovou bází firmy Henkel, které dosahují daleko lepších mechanických vlastností.

g) Vyrobit prototyp

Na základě mého návrhu a technické dokumentace byl vyroben prototyp zádového profilu a vzorky profilů pro zkoušku výplňových materiálů (obr. 6.1). Z důvodu náročnosti vývoje, nedostatku vysoce pevnostní oceli a výplňových materiálů firmy Henkel nebyl vyroben celý rám sedadla.



Obr. 6.1 První vyrobené prototypy profilů a části rámu.

7 POUŽITÁ LITERATURA

1) Knihy a časopisy:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra - Pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 91s. ISBN 978-80 248-1290-8
- [3] ŠVERCL, J.: *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. Scientia – Pedagogické nakladatelství, Praha, 2003. ISBN 80-7183-297-9
- [4] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 72s. ISBN 978-80-248-0878-9
- [5] NOVÁ, I., MACHUTA, J. Výrobky z hliníkové pěny. *MM průmyslové spektrum*. 18. 12. 2007, č. 12, s. 58. Dostupný také z WWW:
<<http://www.mmspektrum.com/clanek/vyrobky-z-hlinikove-peny>>.

2) Firemní podklady:

- [6] BORCAD cz s.r.o., <<http://www.borcad.cz/>>
- [7] VÚKV a.s., *Zpráva o zkoušce 08-C 092*, Praha 5, 3. 12. 2008, 22s.
- [8] VÚKV a.s., *Zpráva o zkoušce 09-C 069*, Praha 5, 16.9 2009, 23 s.
- [9] VÚKV a.s., *Zpráva o zkoušce 010-C 097*, Praha 5, 7. 10. 2010, 19 s.
- [10] Centrum stavebního inženýrství a.s., *Protokol o zkoušce č. 15103*, Praha 10, 8. 6. 2010, 3 s.
- [11] Henkel s.r.o., *Technický list Terocore 1416 LS* – Teroson, Heidelberg, 20. 3. 2009, 2 s.
- [12] Henkel s.r.o., *Technický list VP9975-095* – Loctite, Heidelberg, 2. 2. 2010, 3 s.
- [13] Henkel s.r.o., *Technický list Terocore 1401CA-25* – Teroson, Heidelberg, 16. 3. 2005, 3 s.

- [14] SSAB Swedish Steel s.r.o., *Sortiment vysoce-pevnostních ocelových plechů Docol*, 3. 11. 2008, 32 s.
- [15] SSAB Swedish Steel s.r.o., *Sortiment vysoce-pevnostních ocelových plechů Domex*, 17. 9. 2007, 24 s.

3) Internet:

- [16] GLEICH Aluminium s.r.o., *Technický list hliníkové pěny Alporas*, dostupné z WWW: <http://www.gleich.de/files/data_sheet__alporas.pdf>.
- [17] Den Braven Sealants, *Technický list: Nízko expanzní montážní pěna*, dostupné z WWW: <http://www.metrum.cz/storage/get/566-tl-05_11-rev2-nizkoexpanzni-pena.pdf>.
- [18] Figab s.r.o., *Přehled základních vyráběných typů EPS a klasifikace jejich vlastností podle ČSN EN 13163*, dostupné z WWW: <http://www.fasadni-polystyren.cz/upload/file/techicka_data.jpg>.
- [19] Dow Europe GmbH, *Technický list extrudovaného polystyrenu Styrofoam*, dostupné z WWW: <http://building.dow.com/europe/cz/prod/tech/sm_iba.htm>.
- [20] <http://www.zelpage.cz/atlasloko/big/810int1.jpg>
- [21] <http://www.borcad.cz/images/produkty/prvni-trida.jpg>
- [22] http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/34/3420_big.jpg
- [23] BOLDIŠ, P.: *Bibliografické citace dokumentu podle ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentu*. Verze 3.0 (2004). c 1999–2004, poslední aktualizace 11. 11. 2004. URL: <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>.

4) Použitý software:

- [24] Software ProEngineer Wildfire 4
- [25] Software AutoCAD Mechanical 2010

8 SEZNAM PŘÍLOH

NÁZEV	OZNAČENÍ	LISTŮ
RAM SEDADLA	BAL -00.00	1
VIKO	BAL -00.00.01.02	1
POLYSTYREN	PŘÍLOHA 1	1
STYROFOAM	PŘÍLOHA 2	2
PU PĚNA	PŘÍLOHA 3	1